



**TUGAS AKHIR - TM 145502**

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA  
KONDENSOR UNIT IV PLTU DI PT. PJB UP  
GRESIK**

**ATIKA MARLIDA FAUZIYYAH**  
**NRP. 2112 030 079**

**Dosen Pembimbing**  
**Ir. Denny M.E. Soedjono, MT**  
**19570331 1988031 1 001**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2015**



**TUGAS AKHIR - TM 145502**

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA  
KONDENSOR UNIT IV PLTU DI PT. PJB UP  
GRESIK**

**ATIKA MARLIDA FAUZIYYAH  
NRP 2112 030 079**

**Dosen Pembimbing  
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2015**



**FINAL PROJECT - TM 145502**

**HEAT TRANSFER ANALYSIS FOR CONDENSER  
UNIT IV PLTU AT PT. PJB UP GRESIK**

**ATIKA MARLIDA FAUZIYYAH**  
**NRP. 2112 030 079**

**Counselor Lecturer**  
**Ir. Denny M.E. Soedjono, MT**  
**19570331 1988031 1 001**

**PROGRAM OF STUDY DIPLOMA III**  
**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT**  
**Faculty of Industrial Technology**  
**Sepuluh Nopember Institute of Technology**  
**Surabaya 2015**



**FINAL PROJECT - TM 145502**

# **HEAT TRANSFER ANALYSIS FOR CONDENSER UNIT IV PLTU AT PT. PJB UP GRESIK**

**ATIKA MARLIDA FAUZIYYAH  
NRP 2112 030 079**

**Counselor Lecturer  
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT**

**PROGRAM OF STUDY DIPLOMA III  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2015**

## **LEMBAR PENGESAHAN**

### **“ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA KONDENSOR UNIT IV PLTU DI PT. PJB UP GRESIK”**

#### **TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya  
Pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi Diploma III Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**ATIKA MARLIDA FAUZIYYAH**  
**NRP. 2112 030 079**

Mengetahui dan Menyetujui  
**Dosen Pembimbing**



Ir. Denny M.H. Soedjono, MT  
NIP. 19570331 198803 1 001

**SURABAYA, JUNI 2015**

# **ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA KONDENSOR UNIT IV PLTU DI PT. PJB UP GRESIK**

**Nama Mahasiswa** : Atika Marlida Fauziyyah  
**NRP** : 2112 030 079  
**Jurusan** : D3 Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Denny M.E. Soedjono, MT.

## **Abstrak**

*PT. PJB UP Gresik adalah salah satu perusahaan jasa dibidang produksi tenaga listrik yang berada di kawasan industri Gresik, untuk kemudian disalurkan ke sistem interkoneksi Jawa-Bali. Jumlah Daya listrik yang dihasilkan oleh perusahaan ini sebesar 2.260 Mega Watt (MW) yang terdiri dari dua unit pembangkit listrik tenaga gas, empat unit pembangkit listrik tenaga uap, dan tiga blok unit pembangkit listrik tenaga gas dan uap. PT. PJB UP Gresik sendiri mempunyai peralatan-peralatan pendukung beroperasinya turbin uap yang berputar dan berhubungan dengan generator. Diantara pendukungnya adalah kondensor. Kondensor adalah salah satu jenis pesawat penukar kalor yang berfungsi mengkondensasikan uap bekas dari turbin, yaitu air laut. Jenis kondensor yang digunakan pada PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik adalah surface condenser. PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik memiliki kapasitas 200 MW dengan tekanan vakum pada kondensor sebesar 695 mmHg.*

*Pada tugas akhir ini, mencakup proses perhitungan dilakukan dengan menggunakan analisa perpindahan panas dengan metode Log Mean Temperature Different (LMTD) dan NTU-Effectiveness di kondensor Unit IV PLTU . Dalam perhitungan, memvariasikan beberapa hal yang berpengaruh pada efektifitas kondensor ini. Analisa perpindahan panas dan effectiveness digunakan untuk mengetahui kerja kondensor unit IV pada tanggal 9 Juni 2014 sampai tanggal 11 Juni 2014. Diambil sampling data pada saat performance test kondensor pada beberapa hari yang disebutkan dan dengan data aktual*

*beban, kevakuman kondensor, suhu (temperatur) masuk dan keluar steam, suhu (temperatur) masuk dan keluar air laut yang saling mendekati; kemudian direrata.*

*Hasil yang didapat dari tugas akhir ini adalah nilai laju perpindahan panas dan effectiveness ( $\epsilon$ ) kondensor unit IV dari tanggal 9 Juni 2014 sampai 11 Juni 2014. Pada kondensor unit IV, ditanggal 9 Juni 2014 sampai tanggal 10 Juni 2014 diperoleh laju perpindahan panas sebesar 153.6001264 MW. Ditanggal 10 Juni 2014 sampai tanggal 11 Juni 2014 diperoleh laju perpindahan panas sebesar 131.9188202 MW. Sedangkan effectiveness ( $\epsilon$ ), ditanggal 9 Juni 2014 sampai 10 Juni 2014 diperoleh 0.99571 % dan ditanggal 10 Juni 2014 sampai 11 Juni 2014 didapat 0.99661 %. Hal ini menunjukkan bahwa keadaan kondensor cukup baik, dikarenakan steam dapat menuju kondensor, sehingga laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor mampu mengkondensasi steam menjadi cair.*

***Kata Kunci : Kondensor, Laju Perpindahan Panas, Efektifitas***

## **HEAT TRANSFER ANALYSIS FOR CONDENSER UNIT IV PLTU AT PT. PJB UP GRESIK**

**Name of Student** : Atika Marlida Fauziyyah  
**NRP** : 2112 030 079  
**Department** : D3 Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Counselor Lecturer** : Ir. Denny M.E Soedjono, MT.

### **Abstract**

*PT. PJB UP Gresik is one service company in the production of electric power at industrial area of Gresik, for distributed to the Java-Bali with interconnection system. Electrical power amount generated by these companies amounted to 2.260 Mega Watt (MW) consisting of two gas-fired power generation units, four units of the steam power plant, and three blocks of power plants and steam gas. PT. PJB UP Gresik alone has the equipment supporting the operation of the steam turbine that rotates and is associated with the generator. Among its supporter are condensers. The condenser is one of the best types of heat exchanger that functions of the former steam condensing turbine, is seawater. Condenser type used in the power plant Unit IV PT. PJB UP Gresik is a surface condenser. Power Plant Unit IV PT. PJB UP Gresik has a capacity of 200 MW with the condenser vacuum pressure of 695 mmHg.*

*In this thesis, includes the calculation process is done by using a heat transfer analysis method Different Log Mean Temperature (LMTD) and NTU-Effectiveness in Unit IV power plant condenser. In the calculation, varying some of the things that influence the effectiveness of this condenser and heat transfer analysis used to determine the effectiveness of work condenser unit IV on June 9, 2014 until June 11, 2014. Taken sampling data during the performance test condenser on some days indicated and the actual data load, the vacuum condenser, the temperature of incoming and outgoing temperature steam, the temperature of*



*incoming and outgoing temperature of the sea water approach each other; then average it.*

*The results of this thesis is the value of heat transfer rate and effectiveness ( $\epsilon$ ) condenser unit IV of the date of June 9, 2014 until June 11, 2014. At condenser unit IV, the date of June 9, 2014 until the date of June 10, 2014 obtained the heat transfer rate of 153.6001264 MW. The date of June 10, 2014 until the date of June 11, 2014 obtained the heat transfer rate of 131.9188202 MW. While the effectiveness ( $\epsilon$ ), the date June 9, 2014 until June 10, 2014 was obtained 0.99571% and the date of June 10, 2014 until June 11, 2014 0.99661% obtained. This shows that the state of the condenser is good enough, because the steam can head condenser, so the heat transfer rate and effectiveness steam condenser capable of condensing into liquid.*

***Keywords: Condenser, Heat Transfer Rate, Effectiveness***

## **KATA PENGANTAR**

Segala puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir yang berjudul:

### **“ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA KONDENSOR UNIT IV PLTU DI PT. PJB UP GRESIK”**

Dalam penyusunan Tugas Akhir, ini penulis telah mendapat bantuan dari berbagai pihak baik secara moril dan materi, sehingga dalam pembuatan laporan ini, penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Denny M.E. Soedjono, MT selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir yang telah memberikan waktu dan bimbingannya, serta banyak memberikan saran dan masukan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
2. Ibu Liza Rusdiyana, MT selaku Koordinator Tugas Akhir program studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku Koordinator Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc selaku Dosen Wali yang telah memberikan masukan dan motivasi selama masa perkuliahan.
5. Ibu Ir. Sri Bangun S, MT, Bapak Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. PhD, dan Bapak Giri Nugroho, ST, MT selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan masukan dalam penyelesaian tugas akhir ini.
6. Para Dosen D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah memberikan pengetahuan yang dimiliki selama perkuliahan.
7. Ibu Ir. Siti Aliemah, Bapak Ir. Drs. Mariyadi, MM, Adik Salma Marlida Azizah dan Hani Marlida Rihadatul'Aisy, keluarga penulis yang senantiasa memberikan do'a restu, kasih sayang, bimbingan, dukungan, dan motivasi dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.

8. Bapak Kurniawan Dwi Hananto selaku pembimbing lapangan di PT. PJB UP Gresik yang memberikan masukan dalam pemilihan materi pembahasan Tugas Akhir dan menjelaskan secara umum mengenai PLTU Unit III & IV PT. PJB UP Gresik.
9. Bapak Syarief yang telah memberi informasi mengenai sistem kerja dari kondensor secara umum di PLTU UNIT III & IV PT. PJB UP Gresik.
10. Sandika Tri Suchyo sebagai *partner* dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
11. Teman-teman seperjuangan Tugas Akhir bimbingan Bapak Ir. Denny M.E. Soedjono, MT yang memberikan masukan dalam penyusunan Tugas Akhir ini
12. Kawan-kawan seperjuangan angkatan 2012, atas kebersamaan selama kuliah di D3 Teknik Mesin FTI - ITS.
13. Semua pihak yang belum saya sebutkan, yang telah membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa Laporan Tugas Akhir ini masih begitu banyak kekurangannya, oleh karena itu kritik dan saran yang bersifat membangun dari segenap pembaca sangat diharapkan demi kesempurnaan Tugas Akhir ini. Akhir kata, penyusun berharap semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membacanya.

Surabaya, Juni 2015

Penulis

## DAFTAR ISI

Halaman Judul.....	i
Lembar Pengesahan.....	ii
Abstrak.....	iv
Kata Pengantar.....	viii
Daftar Isi.....	x
Daftar Gambar.....	xiv
Daftar Tabel.....	xvi

### BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Manfaat Penelitian.....	2
1.5 Batasan Masalah.....	3
1.6 Metode Penelitian.....	3
1.7 Sistematika Penulisan.....	4

### BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori.....	7
2.1.1 Gambaran Umum PLTU Unit IV.....	7
2.1.2 Pengertian Umum Kondensor di PLTU Unit IV ...	8
2.2 Perpindahan Panas.....	9
2.2.1 Persamaan Dasar Perpindahan Panas.....	9
2.2.2 Perpindahan Panas Secara Konduksi .....	10
2.2.3 Perpindahan Panas Secara Konveksi.....	11
2.2.4 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida Di Dalam Pipa.....	12
2.2.5 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida Di Luar Pipa.....	13
2.2.6 Koefisien Perpindahan Panas Pada Zona Kondensasi.....	17
2.2.7 Persamaan <i>Surface Temperature</i> atau Temperatur Dinding Pipa.....	21
2.2.8 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan.....	22
2.3 Analisa Perpindahan Panas.....	23

2.3.1 Analisa Perpindahan Panas Dengan Metode LMTD (Log Mean Temperature Different).....	23
2.3.2 Analisa Perpindahan Panas Dengan Metode <i>Effectiveness</i> - NTU (Number Of Transfer Unit).....	27
BAB III METODOLOGI	
3.1 Persiapan Awal.....	29
3.2 Pengambilan Data. ....	29
3.3 Flow Chart (Diagram Alir). ....	31
3.3.1 Metodologi Penyusunan Tugas Akhir.....	31
3.3.2 Analisis Perhitungan Perpindahan Pana.....	32
3.3.2.1 Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas Dalam <i>Tube</i> .....	32
3.3.2.2 Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas Luar <i>Tube</i> .....	34
3.3.2.3 Perhitungan <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> , Metode <i>Log Mean Temperature Different</i> (LMTD), Laju Perpindahan Panas, dan Metode <i>Effectiveness</i> ( $\epsilon$ ) - <i>Number Of</i> <i>Transfer Unit</i> (NTU).....	38
BAB IV ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN	
4.1 Data Spesifikasi dan Data Aktual Pada Kondensor Unit IV..	41
4.1.1 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi Dalam Tube.....	43
4.1.2 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi Luar Tube.....	46
4.1.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan.....	58
4.1.4 Perhitungan LMTD (Log Mean Temperature Different).....	59
4.1.5 Perhitungan Laju Perpindahan Panas.....	61
4.2 NTU-Effectiveness.....	62
4.2.1 Perhitungan Heat Capacity.....	62
4.2.2 Perhitungan NTU-Effectiveness.....	63

BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan.....	69
5.2 Saran.....	70
DAFTAR PUSTAKA.....	71
LAMPIRAN.....	72
BIODATA PENULIS.....	85

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai konstanta untuk persamaan (2.9a) pada susunan <i>tube</i> .....	17
Tabel 4.1 <i>Condenser's Specification Design</i> .....	42
Tabel 4.2 Data Aktual Kondensor (pada tanggal 9 Juni 2014 pukul 09:00 WIB sampai 10 Juni 2014 pukul 02:00 WIB) .....	43
Tabel 4.3 Performa Kondensor PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik Pada Tanggal 9 Juni 2014 Pukul 09:00 WIB Sampai Tanggal 10 Juni 2014 Pukul 02:00 WIB.....	66
Tabel 4.4 Performa Kondensor PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik Pada Tanggal 10 Juni 2014 Pukul 03:00 WIB Sampai Tanggal 11 Juni 2014 Pukul 08:00 WIB.....	66
Tabel 4.5 Performa Kondensor PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik berdasarkan <i>specification design</i> .....	67



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Proses Alur PLTU Unit IV.....	7
Gambar 2.2 Tipe <i>Surface Condenser</i> .....	9
Gambar 2.3 Perpindahan Panas Konduksi, Konveksi, dan Radiasi.....	10
Gambar 2.4 Aliran Fluida Melintasi (a) <i>aligned</i> dan (b) <i>staggered</i> .....	14
Gambar 2.5 Susunan <i>Tube</i> (a) <i>aligned</i> (b) <i>staggered</i> .....	15
Gambar 2.6 Zona Kondensasi.....	18
Gambar 2.7 <i>Film condensation on</i> (a) <i>a sphere</i> (b) <i>a single horizontal tube</i> (c) <i>a vertical tier of horizontal tubes with a continuous condensate sheet</i> (d) <i>with dripping condensation</i> .....	21
Gambar 2.8 Distribusi Temperatur untuk Aliran Paralel.....	25
Gambar 2.9 Distribusi Temperatur untuk Aliran Berlawanan Arah.....	26
Gambar 3.1 <i>Flow chart</i> penyusunan tugas akhir.....	31
Gambar 3.2 <i>Flow chart</i> perhitungan koefisien konveksi perpindahan panas didalam <i>tube</i> .....	34
Gambar 3.3 <i>Flowchart</i> perhitungan koefisien konveksi aliran diluar <i>tube</i> .....	37
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> Perhitungan <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> , Metode <i>Log Mean Temperature Different (LMTD)</i> , Laju Perpindahan Panas, dan Metode <i>Effectiveness (<math>\epsilon</math>) - Number Of Transfer Unit (NTU)</i> .....	40
Gambar 4.1 Faktor koreksi LMTD untuk <i>shell and tube</i> dengan satu <i>shell</i> dan dua laluan <i>tube</i> .....	60
Gambar 4.2 Grafik Laju Perpindahan Spesifikasi dan Aktual....	67
Gambar 4.3 Grafik Efektifitas Spesifikasi dan Aktual.....	68

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Perkembangan industri yang bergerak dengan pesat akan menuntut ketersediaan energi yang cukup besar pula. Pembangkit tenaga listrik merupakan salah satu penyedia kebutuhan listrik yang paling banyak di Indonesia dan kebutuhan ini telah menjadi kebutuhan primer. Salah satu pusat pembangkit tenaga yang menghasilkan energi listrik adalah PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap). Perubahan energi ini berawal dari perubahan energi dari bahan bakar, diubah menjadi energi panas yang akan dirubah menjadi energi mekanik, dan akhirnya akan menjadi energi listrik yang dibutuhkan oleh konsumen yang sangat membutuhkan energi listrik berlebih, seperti industri-industri besar.

PT. PJB UP Gresik adalah salah satu perusahaan jasa dibidang produksi tenaga listrik yang berada di kawasan industri Gresik, untuk kemudian disalurkan ke sistem interkoneksi Jawa-Bali. Jumlah Daya listrik yang dihasilkan oleh perusahaan ini sebesar 2.260 Mega Watt (MW) yang terdiri dari dua unit pembangkit listrik tenaga gas, empat unit pembangkit listrik tenaga uap, dan tiga unit pembangkit listrik tenaga gas dan uap. PT. PJB UP Gresik sendiri mempunyai peralatan-peralatan pendukung beroperasinya turbin uap yang berputar dan berhubungan dengan generator. Diatara pendukungnya adalah kondensor. Kondensor adalah salah satu jenis pesawat penukar kalor yang berfungsi mengkondensasikan uap bekas dari turbin, yaitu air laut. Jenis kondensor yang digunakan pada PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik adalah *surface condenser*. PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik memiliki kapasitas 200 MW dengan tekanan vakum pada kondensor sebesar 65 mmHg.

Dalam operasionalnya, PLTU Unit IV sering terjadi kebocoran yang berdampak pada ketidakstabilan performa kondensor yang dapat dilihat dari metode perhitungan performa kondensor dengan menggunakan metode *log mean temperature different* (LMTD) dan metode *Effectiveness ( ) - number of transfer unit* (NTU).

Dengan peranan kondensor yang sangat berpengaruh terhadap performa unit, maka Tugas Akhir kali ini penulis tertarik untuk menghitung laju perpindahan panas pada kondensor dengan menggunakan metode *log mean temperature different* (LMTD) dan metode *Effectiveness ( ) - number of transfer unit* (NTU) di PLTU unit IV PT. PJB UP Gresik.

## **1.2 Perumusan Masalah**

Berdasarkan latar belakang, maka dapat penulis ambil beberapa rumusan masalah yang dihadapi tentang pengaruh dari laju perpindahan panas kondensor dengan menggunakan metode *log mean temperature different* (LMTD) dan metode *Effectiveness ( ) - number of transfer unit* (NTU) yang dihasilkan setelah dilakukan analisis dari permasalahan di PLTU unit IV PT. PJB UP Gresik. Setelah mengetahui nilai dari laju perpindahan panas, *log mean temperature different* (LMTD), dan *effectiveness ( ) - number of transfer unit* (NTU) dengan data aktual yang dihasilkan oleh kondensor di lapangan, akan dibandingkan dengan data spesifikasi *design* yang telah ditentukan dari suatu kondensor. Untuk itu, selanjutnya akan mempengaruhi kinerja dari kondensor tersebut.

## **1.3 Tujuan Penelitian**

Berdasarkan latar belakang dan perumusan masalah dalam penelitian ini, penulis mempunyai maksud dan tujuan, yaitu untuk menganalisis laju perpindahan kalor pada kondensor PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik, dengan menghitung menggunakan metode *log mean temperature different* (LMTD) dan metode *Effectiveness ( ) - number of transfer unit* (NTU).

## **1.4 Manfaat Penelitian**

Dalam penelitian ini, dikemukakan beberapa manfaat yaitu mengetahui pengaplikasian ilmu perpindahan kalor dalam permasalahan yang nyata dan mengetahui nilai dari perhitungan dengan metode *log mean temperature different* (LMTD) dan metode *Effectiveness ( ) - number of transfer unit* (NTU) yang

didapatkan , dan sebagai referensi untuk penelitian yang berkaitan dengan laju perpindahan panas pada kondensor selanjutnya.

### **1.5 Batasan Masalah**

Agar pembahasan tidak terlalu meluas, penulis merasa perlu memberikan batasan permasalahan dan asumsi yang dapat diambil dari penelitian ini, sebagai berikut :

1. Analisa diambil berdasarkan data operasi kondensor PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik.
2. Berada pada kondisi *steady state* dan *steady flow* .
3. *Fully developed internal flow* pada aliran dalam pipa.
4. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
5. Menganalisis laju perpindahan panas dari keluar *steam exhaust turbine end*, untuk kalor dari komponen-komponen lain yang terdapat pada kondensor diabaikan.
6. Pada kondensor hanya terdapat *condensing zone* untuk *desuperheat zone* dan *dry cooling* diabaikan.
7. Perpindahan kalor ditinjau secara konduksi dan konveksi dengan mengabaikan perpindahan kalor secara radiasi.
8. *Head losses* didalam dan diluar *tube* diabaikan.
9. Analisa material diabaikan.
10. Untuk material kondensor yaitu *aluminium brass*.
11. Analisa korosi diabaikan.

### **1.6 Metode Penelitian**

Metode penelitian yang digunakan sebagai rujukan penulis untuk mencapai tujuan penelitian dari Tugas Akhir ini adalah :

#### **1. Studi Literatur**

Untuk mendapatkan dasar-dasar teori yang mengacu pada tema dari tugas akhir ini. Diperoleh dengan mencari referensi pada buku, makalah, jurnal, dan buku tugas akhir yang berhubungan dengan laju perpindahan panas dengan tujuan mendapatkan acuan untuk analisis dan perhitungan pada kondensor PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik.

#### **2. Analisis Data**

Dari hasil pengujian akan menghasilkan data-data aktual yang kemudian dianalisis untuk mendapat nilai laju perpindahan panas dari perhitungan dengan metode *log mean temperature different* (LMTD) dan metode *effectiveness ( ) - number of transfer unit* (NTU) pada kondensor PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik yang telah dihitung.

## **1.7 Sistematika Penulisan**

Penulisan laporan tugas akhir ini disusun berdasarkan sistematika penulisan yang bersifat umum sebagai berikut :

### **BAB I : PENDAHULUAN**

Bab ini berisi tentang latar belakang permasalahan penyusunan tugas akhir, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, metode penelitian dan sistematika penulisan.

### **BAB II : TINJAUAN PUSTAKA**

Bab ini berisi tentang tinjauan pustaka yang menjadi dasar pembuatan tugas akhir ini, tentang perumusan analisa secara perpindahan panas.

### **BAB III : METODOLOGI PERCOBAAN**

Bab ini berisi tentang langkah-langkah apa saja yang akan dilakukan dalam mengolah data penelitian yang ada sehingga mendapatkan hasil yang diharapkan.

### **BAB IV : ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN**

Bab ini berisi mengenai data spesifikasi, data aktual, dan hasil perhitungan yang telah didapatkan dari analisa yang telah diperoleh dari laju perpindahan panas.

### **BAB V : KESIMPULAN**

Bab ini berisi tentang kesimpulan dari apa yang telah dilakukan serta menyatakan pernyataan akhir dari uraian penjelasan sebelumnya dan saran-saran yang diberikan untuk pengembangan selanjutnya.

DAFTAR PUSTAKA  
LAMPIRAN



(Halaman ini sengaja dikosongkan)



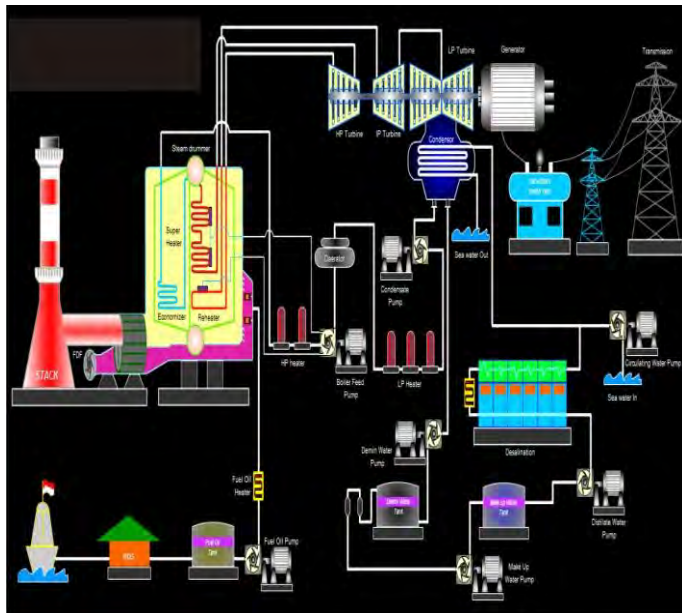
## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Dasar Teori

##### 2.1.1 Gambaran Umum PLTU Unit IV

PLTU unit IV menggunakan energi dari uap panas untuk memutar turbin, dimana energi mekanis dari turbin tersebut digunakan untuk memutar generator listrik. Untuk pembangkitan, uap ini diperlukan energi panas yang diperoleh dari pembakaran bahan bakar di dalam dapur (*furnace*) pada unit pembangkit uap. Energi panas ini kemudian dipindahkan ke fluida kerja untuk merubah fase fluida kerja dari cair menjadi uap.



Gambar 2.1 Proses alur PLTU unit IV (Referensi Knowledge Center PT. PJB UP Gresik)

Prinsip kerja PLTU unit 4 secara umum adalah pembakaran bahan bakar pada *Boiler* untuk memanaskan air dan

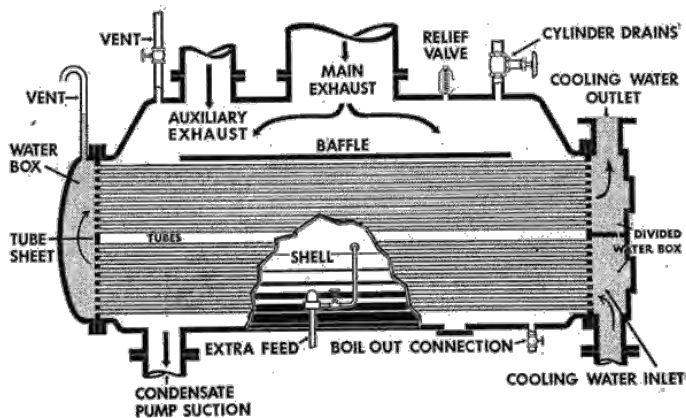
mengubah air tersebut menjadi uap yang sangat panas yang digunakan untuk menggerakkan turbin dan menghasilkan tenaga listrik dari kumparan medan magnet di generator. Sistem pengaturan yang digunakan pada *power plant* ini menggunakan sistem pengaturan *closed loop* (tertutup), dimana air yang digunakan untuk beberapa proses merupakan putaran air yang sama, hanya perlu ditambahkan jika memang level yang ada kurang dari *set point*nya. Bentuknya saja yang berubah, pada level tertentu berwujud air, tetapi pada level yang lain berwujud uap. Proses alur PLTU Unit 4 dijelaskan pada gambar 2.1. PLTU unit IV, dalam proses pengelolaanya akan membutuhkan beberapa peralatan yang berkesinambungan atau sering disebut dengan siklus tertutup (*rankine cycle*).

### 2.1.2 Pengertian Umum Kondensor di PLTU Unit IV

Kondensor merupakan salah satu alat penukar kalor yang mempunyai fungsi untuk mengkondensasikan uap bekas dari *low pressure turbine* (LP Turbin) menjadi air kondensat untuk dapat disirkulasikan kembali sebagai air pengisi boiler (ketel uap). Selain itu, untuk mencairkan uap jenuh yang mempunyai temperatur dan tekanan yang tinggi dengan jalan mendinginkan uap jenuh tersebut agar menjadi cair jenuh. Dengan tekanan yang rendah (vakum) pada LP Turbin, maka uap akan bergerak dengan mudah menuju kondensor. Proses pendinginan uap jenuh oleh air *refrigerant* yang berada dibagian dalam pipa-pipa kondensor ini terdapat dalam siklus refrigerasi yang dilakukan oleh kondensor.

Tipe kondensor yang digunakan pada kondensor PLTU unit IV adalah *surface condenser*. Tipe kondensor ini merupakan tipe yang paling banyak digunakan untuk instalasi pembangkit daya. Jenis *heat exchanger* ini bertipe *shell and tube* dengan perpindahan panasnya dalam bentuk pengkondensasian (pengembunan) uap jenuh pada sisi *shell* dan pemanasan secara konveksi paksa pada air yang bersirkulasi dalam *tube*. Prinsip kerja dari *surface condenser* ialah uap masuk melewati *steam inlet connection*, yang terletak dibagian atas kondensor, menuju

sisi-sisi *shell* kondensor. Kemudian uap tersebut bersinggungan dengan *tube-tube* kondensor yang mempunyai temperatur rendah (vakum) sehingga temperatur dan tekanan uap turun, kemudian terkondensasi dengan menghasilkan air kondensat yang terkumpul di *hotwell*. Menjaga temperatur air didalam *tube* agar tetap rendah (vakum) dengan cara mensirkulasikan air, yang menyerap kalor dari uap pada proses kondensasi, secara terus menerus. Kalor yang dimaksud ialah kalor laten atau kalor kondensasi atau *heat of condensation*. Air kondensat yang tertampung di *hotwell*, kemudian dipindahkan ke *low pressure heater* yang berfungsi untuk menghangatkan air kondensat yang berwujud cair lanjut, dengan menggunakan pompa kondensat.



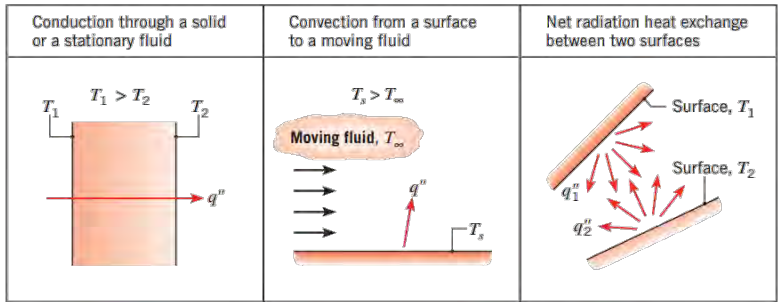
Gambar 2.2 Tipe *surface condenser*. (Referensi *United States maritime service training manual*, halaman 10)

## 2.2 Perpindahan Panas

### 2.2.1 Persamaan Dasar Perpindahan Panas

Perpindahan panas atau kalor dapat didefinisikan sebagai suatu proses berpindahnya suatu energi (kalor) dari satu daerah ke daerah lain akibat adanya perbedaan temperatur pada daerah tersebut. Pehitungan laju perpindahan panas membutuhkan perhitungan total pada area permukaan yang terkena panas. Oleh karena itu, dibutuhkan beberapa data, seperti data temperatur

fluida yang masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas total, laju perpindahan panas total, dan data-data lain yang mendukung untuk analisis pada permasalahan yang dibahas untuk tugas akhir ini. Data-data tersebut dianalisis dengan menggunakan metode *log mean temperature differnr* (LMTD) dan metode *effectivenesss* ( ) - *number of transfer unit* (NTU) dengan mengabaikan perpindahan panas secara radiasi yang terjadi ke lingkungan, berada pada kondisi *steady state*, dan aliran fluida dianggap dalam keadaan *steady flow*. Ada tiga bentuk mekanisme perpindahan panas yang diketahui, yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi. Pada tugas akhir ini hanya menjelaskan perpindahan konduksi dan konveksi saja, untuk perpindahan panas secara radiasi tidak dijelaskan.



Gambar 2.3 Perpindahan panas konduksi, konveksi dan radiasi. (Referensi 1, Halaman 2)

### 2.2.2 Perpindahan Panas Secara Konduksi

Perpindahan panas secara konduksi adalah perpindahan panas yang disebabkan perbedaan temperatur dan bergantung pada aktivitas level atom atau molekuler. Konduksi digambarkan sebagai perpindahan panas yang terjadi dari partikel yang berenergi lebih tinggi ke partikel yang berenergi lebih rendah dari suatu media sebagai akibat dari interaksi antar partikel tersebut.

Untuk menghitung laju perpindahan diperlukan persamaan yang sesuai dengan mode dari perpindahan panas tersebut. Persamaan laju perpindahan panas konduksi satu

dimensi pada dinding datar dikenal dengan persamaan (hukum) *Fourier's Law*, yaitu:

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots(2.1)$$

dimana,

$q_x$  : laju perpindahan panas ke arah sumbu x positif (watt)

$k$  : konduktivitas panas adalah karakteristik individu material dinding ( $\frac{W}{m^{\circ}K}$ )

$A$  : luasan penampang yang tegak lurus dengan arah perpindahan panas ( $m^2$ )

$\frac{dT}{dx}$  : gradient temperatur

Tanda minus adalah konsekuensi bahwa panas berpindah dari lokasi yang bertemperatur tinggi ke yang lebih rendah.

### 2.2.3 Perpindahan Panas Secara Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi adalah perpindahan panas yang terjadi antara permukaan zat dengan fluida yang bergerak dan keduanya mempunyai perbedaan temperatur. Selain itu, perpindahan panas secara konveksi dikategorikan berdasarkan terjadinya aliran fluida. Jika aliran fluida disebabkan oleh faktor eksternal; seperti pompa dan *fan* atau *blower*; maka disebut konveksi paksa, dan jika aliran fluida dihasilkan oleh tarikan gaya *buoyancy* yang dihasilkan oleh adanya variasi massa jenis fluida maka disebut konveksi bebas.

Laju perpindahan panas konveksi secara didapat dengan menggunakan (hukum) *newton's law of cooling*, yaitu :

$$q = hA(T_s - T) \dots\dots\dots(2.2)$$

dimana,

$q$  : laju perpindahan panas konveksi, (Watt)

$h$  : koefisien perpindahan panas konveksi, ( $\frac{W}{m^2 K}$ )

$A$  : luasan penampang yang tegak lurus dengan arah perpindahan panas ( $m^2$ )

$T_s$  : temperatur permukaan padat, ( K)

$T$  : temperatur rata-rata fluida, ( K)

### 2.2.4 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida Di Dalam Pipa

Perpindahan panas akibat aliran fluida yang terjadi di dalam pipa merupakan aliran internal dimana *boundary layer* tidak memungkinkan untuk berkembang dikarenakan dibatasi oleh *surface*. Untuk menghitung nilai koefisien perpindahan panas secara konveksi didalam *tube* sama dengan menghitung nilai koefisien perpindahan panas secara konveksi didalam *tube*, dengan persamaan sebagai berikut,

$$h_i = \frac{N_{uD} \times k}{D} \dots \dots \dots (2.3)$$

dimana,

$h_i$  : koefisien konveksi di luar *tube*  $\left( \frac{W}{m^2 K} \right)$

$N_{uD}$  : *nusselt number*

$k$  : konduktifitas *thermal*  $\left( \frac{W}{m K} \right)$

$D$  : diameter luar *tube* (m)

Pada aliran internal ini terdapat 2 jenis aliran, yaitu:

- Aliran laminar

Aliran ini terjadi jika nilai dari  $Re_D < 2300$ . Perpindahan panas pada aliran ini dapat ditinjau dari *heat flux* permukaan konstan dan temperatur permukaan konstan. Pada saat aliran internal pada *tube* dengan karakteristik *uniform surface, heat flux, dan laminar fully develop conditions*; *nusselt number* konstan dan tidak bergantung pada  $Re_D$ ,  $Pr$ , dan *axial location*. Untuk *nusselt number* didapat dari persamaan berikut,

$$N_{uD} = \frac{h_i \times d}{k} = 4.36 \text{ (} q'' = \text{konstan)} \dots \dots \dots (2.4a)$$

Jika  $\Delta T$  pada seluruh permukaan perpindahan panas sama

$$N_{uD} = \frac{h_i \times d}{k} = 3.66 \text{ (} T_s = \text{konstan)} \dots \dots \dots (2.4b)$$

Jika  $T_s$  pada seluruh permukaan perpindahan panas sama  
dimana,

$N_{uD}$  : *nusselt number*

$h_i$  : koefisien konveksi di dalam *tube*  $\left( \frac{W}{m^2 K} \right)$

$D$  : diameter luar *tube* (m)

$k$  : konduktifitas *thermal*  $\left( \frac{W}{m K} \right)$



- Aliran turbulen

Aliran ini terjadi jika nilai  $Re_D \geq 2300$ . Di dalam aliran ini untuk menghitung *nusselt number* dapat dicari dengan menggunakan persamaan *dittus-boelter*. Dengan pengaruh jenis perpindahan panas menjadi salah satu faktor yang diperhitungkan (*cooling* atau *heating*).

Untuk *nusselt number* didapatkan dari persamaan berikut,

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^n \dots\dots\dots(2.5)$$

dimana,

$Nu_D$ : *nusselt number*

$Re_D$ : *reynold number*

$Pr$ : *prandtl number*

$n$ : 0.4 untuk proses *heating* ( $T_s > T_m$ ) dan 0.3 untuk proses *cooling* ( $T_s < T_m$ )

dengan ketentuan, 
$$\left[ \begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

untuk membedakan kedua aliran tersebut, digunakan batasan dengan menggunakan *reynold number*.

$$Re_D = \frac{\rho \times V \times d}{\mu} \dots\dots\dots(2.6)$$

dimana,

$Re_D$ : *reynold number*

$\rho$ : massa jenis aliran  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$V$ : kecepatan aliran  $\left(\frac{m}{s}\right)$

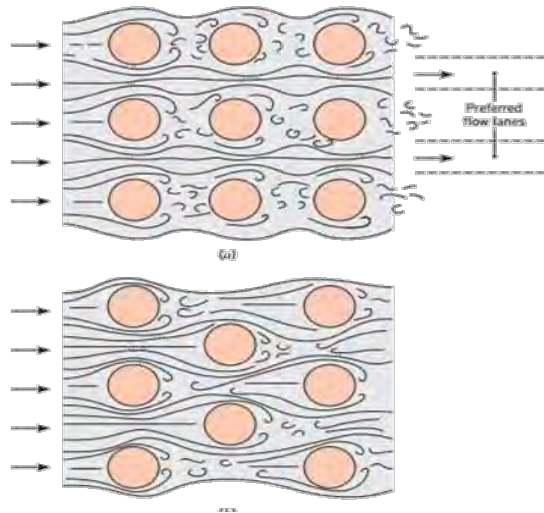
$d$ : diameter dalam *tube* (m)

$\mu$ : viskositas absolut  $\left(\frac{Ns}{m^2}\right)$

## 2.2.5 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida Di Luar Pipa

Perpindahan panas akibat aliran fluida yang terjadi di luar pipa dari *shell and tube heat exchanger* dianalisa berdasarkan analisa perpindahan panas secara konveksi yang melewati susunan *tube* pada *shell and tube heat exchanger*. Besarnya koefisien perpindahan panas secara konveksi sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran dan jumlah baris pada

tiap *tube*. Tingkat turbulensi pada aliran dapat ditingkatkan dengan mengatur susunan-susunan tube. Ada dua jenis susunan tube yaitu susunan *aligned* dan *staggered*. Pada kondensor unit IV ini memakai susunan tube *staggered*, dikarenakan memiliki koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi karena bentuknya berliku-liku, sehingga semakin banyak bagian *tube* teraliri fluida.



Gambar 2.4 Aliran fluida melintasi (a) *aligned* dan (b) *staggered tube*. (Referensi 1, Halaman 470)

Jenis aliran dapat dicari dengan mengetahui  $Re_D$ .

$$Re_D = \frac{\rho \times V_{max} \times d}{\mu} \dots \dots \dots (2.7)$$

dimana,

$Re_D$  : reynold number

$\rho$  : massa jenis aliran  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$V_{max}$  : kecepatan aliran maksimum  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$d$  : diameter luar pipa (m)

$\mu$  : viskositas absolut  $\left(\frac{Ns}{m^2}\right)$

Untuk mencari  $V_{max}$ , dengan menggunakan perumusan,

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_{T-D}} \times V \dots \dots \dots (2.8a)$$

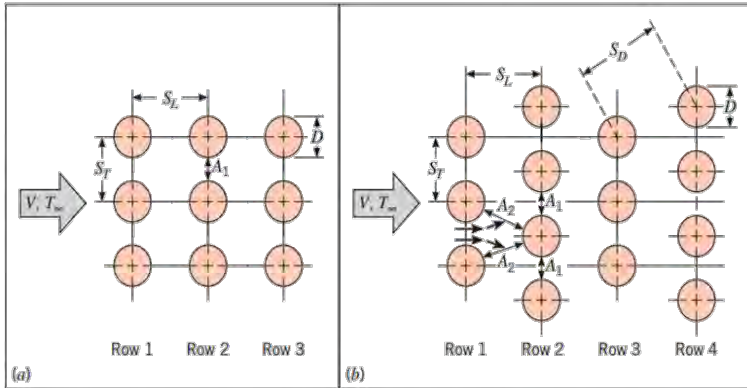
Dengan syarat  $(S_T - D) < 2(S_D - D)$

atau dengan perumusan lain,

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_D - D} \times V \dots \dots \dots (2.8b)$$

Dengan syarat  $(S_T - D) > 2(S_D - D)$

Syarat-syarat tersebut dapat dilihat dari susunan *tube* berikut:



Gambar 2.5 Susunan *tube* (a) *aligned* (b) *staggered* (Referensi 1, Halaman 469)

Setelah menemukan harga  $Re_D$  maka dapat diketahui *prandtl number*, sehingga mampu menghitung *Nusselt Number*.

$$Nu_D = C_1 Re_D^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}} \dots \dots \dots (2.9a)$$

dimana,

$Nu_D$  : *nusselt number*

$C$  : harga konstanta  $C$

$Re_D$  : *reynold number*

$m$  : harga konstanta  $m$

$Pr$  : *prandtl number*

$Pr_s$  : *prandtl number* pada bagian *surface*

$$\text{dengan ketentuan, } \begin{cases} N_L > 20 \\ 0.7 < Pr < 500 \\ 1000 < Re_{D \max} < 2 \times 10^6 \end{cases}$$

dimana  $N_L$  : jumlah kolom atau jajaran *tube*

atau dengan persamaan lain,

$$N_{uD} = C_1 Re_{D,max}^m \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (2.9b)$$

dimana,

$N_{uD}$  : *nusselt number*

$C$  : harga konstanta  $C$

$Re_D$  : *reynold number*

$m$  : harga konstanta  $m$

$Pr$  : *prandtl number*

$Pr_s$  : *prandtl number* pada bagian *surface*

dengan ketentuan,  $\left[ \begin{array}{c} N_L > 10 \\ Pr < 0.7 \\ 2000 < Re_{D,max} < 40000 \end{array} \right]$

untuk mengetahui nilai konstanta  $C_1$  dan  $m$ , dapat dilihat pada tabel  $C_1$  dan  $m$  dibawah ini,

Tabel 2.1 Nilai konstanta untuk persamaan (2.9a) pada susunan *tube*(Referensi1,Halaman470)

Configuration	$Re_{D,max}$	$C_1$	$m$
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	$10^2-10^3$	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	$10^2-10^3$		
Aligned ( $S_T/S_L > 0.7$ ) <sup>a</sup>	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ( $S_T/S_L < 2$ )	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ( $S_T/S_L > 2$ )	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

<sup>a</sup>For  $S_T/S_L < 0.7$ , heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

setelah itu dapat dihitung nilai koefisien perpindahan panas secara konveksi diluar *tube*,

$$h_0 = \frac{N_{uD} \times k}{D} \dots \dots \dots (2.10)$$

dimana,

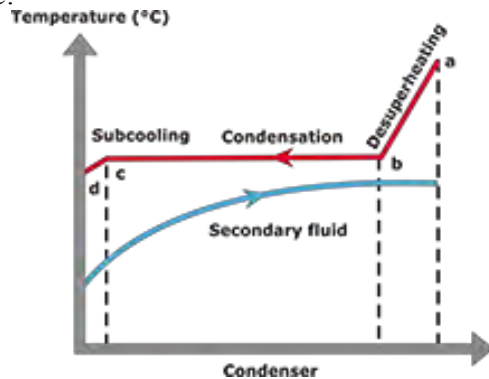
$h_0$  : koefisien konveksi di luar *tube*  $\left(\frac{W}{m^2 \text{ K}}\right)$

$N_{uD}$  : *nusselt number*

k : konduktifitas *thermal* ( $\frac{W}{m \cdot K}$ )  
D : diameter luar *tube* (m)

### 2.2.6 Koefisien Perpindahan Panas Pada Zona Kondensasi

Zona kondensasi adalah daerah didalam kondensor dimana terjadinya perubahan fase dari uap jenuh menjadi cair jenuh. Perpindahan panas pada daerah kondensasi dapat dianalisa melalui lapisan *tube* yang terkondensasi pada sistem radial pada *horizontal tube*.



Gambar 2.6 Zona Kondensasi (Referensi General function and theory of condenser's 2007)

Pada tugas akhir ini hanya membahas tentang zona kondensasi yang berada di kondensor. Proses kondensasi berlangsung apabila uap jenuh bersinggungan dengan permukaan yang mempunyai suhu lebih rendah. *Steam* yang masuk ke dalam kondensor setelah keluar dari *low pressure (LP) turbine* berupa uap jenuh. Kemudian, *steam* ini dikondensasikan hingga keadaanya menjadi *saturated liquid*. *Liquid* hasil kondensasi akan terkumpul pada permukaanpermukaan *tube* dan jatuh karena adanya gravitasi atau dikarenakan terseret oleh pergerakan *steam*. Proses kondensasi yang paling umum ialah adanya kondensasi *film* pada *liquid* yang tipis dan terbentuk di seluruh permukaan *film*. Di proses ini, kalor yang dilepas oleh *steam* tidak embuat temperaturnya berubah, tetapi terjadi perubahan fase atau kalor laten. Sedangkan kalor yang diterima oleh air pendingin

mengalami perubahan temperatur dengan tidak terjadinya perubahan fase atau kalor sensibel.

Kondensasi yang terjadi didalam kondensor dibagi menjadi dua jenis, yaitu:

a. *Film Condensation*

Pada kondensasi jenis ini, kondensasi berbentuk tipis menyelubungi dinding *tube*, semakin lama seakin tebal. Pengaruh gaya gravitasi dan gaya berat yang menyebabkan lapisan kondensasi tipis tersebut jatuh kebawah dan nantinya menjad air kondensat.

b. *Dropwise Condensation*

Pada kondensasi jenis ini, kondensasi berbentuk bintik-bintik embun yang nantinya akan menetes secara terus-menerus dikarenakan gaya gravitasi dan gaya berat. Kondensasi jenis ini hanya akan terjadi pada lapisan permukaan *tube* yang tipis. Pengebunan yang diharapkan terjadi pada *tube* kondensor adalah *dropwise condensation*, tetapi dikarenakan dalam *dropwise condensation* dinding pipa tidak diselubungi oleh bintik-bintik embun, maka uap dapat berkontak langsung dengan *tube* pendingin secara kontinyu. Ini dapat menyebabkan nilai koefisien perpindahan panasnya menjadi besar.

Selama proses pengembunan berlangsung, hampr selalu dipastikan bawa kondensasi yang terjadi adalah *film condensation*, ini disebabkan karena kondensasi akan menetes pada permukaan yang benar-benar licin saja. Oleh karena itu, untuk perhitungan koefisien perpindahan panas pada zona kondensasi yang terjadi adalah *film condensation*, dengan persamaan sebagai berikut

$$Nu_D = \frac{h_o D_o}{k_f} = C \left[ \frac{g \times \rho_f \times (\rho_f - \rho_g) \times h'_{fg} \times D_o^3}{\mu_f \times k_f \times (T_{sat} - T_s)} \right]^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots (2.11)$$

dimana,

$Nu_D$  = *nusselt number*

$h_o$  = koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$D_o$  = diameter luar *tube* (m)

$k_f$  = Thermal conductivity ( $\frac{W}{m.K}$ )

$C$  = the constant for vertical tubes = 0.729

$g$  = acceleration due to gravity ( $\frac{m}{s^2}$ )

$\rho_f$  = density fluida ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$\rho_g$  = density gases ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$h'_{fg}$  = kalor laten penguapan ( $\frac{J}{kg}$ )

$D_o$  = Diameter luar *tube* (m)

$\mu_f$  = viscosity ( $\frac{N.s}{m^2}$ )

$k_f$  = thermal conductivity ( $\frac{W}{m.K}$ )

$T_{sat}$  = saturation temperature ( $^{\circ}C$ )

$T_s$  = surface temperature ( $^{\circ}C$ )

Dengan  $C$ : 0.826 untuk bola dan  $C$ : untuk 0.729 untuk *tube*.

Untuk penggunaan persamaan diatas, semua *liquid properties* didapat dari *film temperature* ( $T_f$ ) =  $\frac{T_{sat} + T_s}{2}$ , sedangkan untuk massa jenis *vapor* ( $\rho_v$ ) dan kalor laten penguapan ( $h'_{fg}$ ) didapat dari  $T_{sat}$ .

Untuk *tube* yang disusun bertingkat secara horizontal tanpa *fin* dengan banyak *tube* adalah  $N$ , maka koefisien rata-ratanya adalah

$$h_o N = h_o \times N^n \dots \dots \dots (2.12)$$

dimana,

$h_o N$  = koefisien konveksi rata-rata dari semua *tube* secara horizontal dibawah ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$h_o$  = koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$N$  = Jumlah *tube*

$n$  = nilai empiris yang diunakan untuk menentukan ketebalan lapisan film dari *tube* =  $-\frac{1}{6}$  (dikarenakan nilai empiris ini lebih tepat digunakan dalam perhitungan).

Harga untuk kalor laten penguapan ( $h'_{fg}$ ) dicari dengan menggunakan persamaan *Jacob number* ( $Ja$ ), yaitu

$$Ja = \frac{C_{p,f} \times (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}} \dots \dots \dots (2.13)$$

dimana,

$Ja$  = *Jacob number*

$C_{p,f}$  = *Specific heat*  $\frac{kJ}{kg.K}$

$T_{sat}$  = *saturation temperature* ( $^{\circ}C$ )

$T_s$  = *surface temperature* ( $^{\circ}C$ )

$h_{fg}$  = *heat of vaporization* ( $\frac{kJ}{kg}$ )

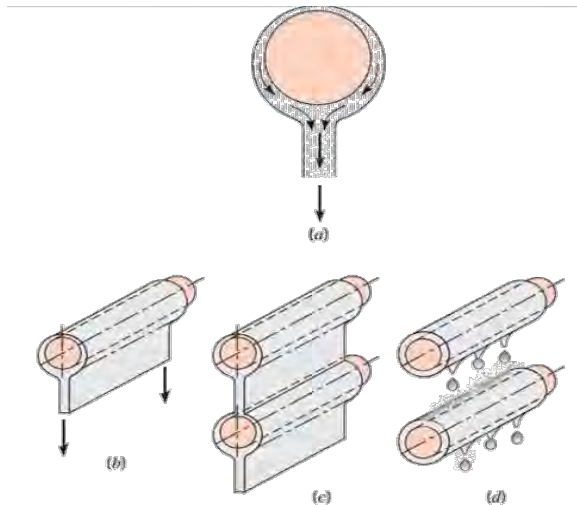
$h'_{fg} = h_{fg} \times (1 + 0.68 \times Ja)$

dimana,

$h'_{fg}$  = *kalor laten penguapan* ( $\frac{kJ}{kg}$  atau  $\frac{J}{kg}$ )

$h_{fg}$  = *heat of vaporization* ( $\frac{kJ}{kg}$ )

$Ja$  = *jacob number*



Gambar 2.7 *Film condensation on (a) a sphere (b) a single horizontal tube (c) a vertical tier of horizontal tubes with a continuous condensate sheet (d) with dripping condensation*  
(Referensi 1, Halaman 684)



### 2.2.7 Persamaan *Surface Temperature* atau Temperatur Dinding *Tube*

Untuk mencari temperatur dari dinding pipa digunakan metode iterasi, yaitu metode yang digunakan secara berulang-ulang dalam menyelesaikan suatu masalah. Sedangkan harga koefisien konveksi perpindahan panas secara paksa dan koefisien konveksi perpindahan panas secara kondensasi diketahui dari temperatur dinding atau *surface* ( $T_s$ ) asumsi. Kemudian harga temperatur dinding pipa hasil perhitungan dibandingkan dengan temperatur dinding pipa asumsi. Dari hasil perbandingan tersebut, didapatkan besar penyimpangan yang terjadi.

Beda temperatur pada *tube* yang bersilangan atau *cross*  $T_c - T_s$  diabaikan dan dianggap temperatur pada seluruh *tube* sebagai temperatur luar dinding *tube*  $T_{sat}$  (*saturation temperature*).

$$q'' = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{T_{sat} - T_c}{\frac{R_o - R_i}{k} + \frac{R_i}{h_i}} = \frac{T_s - T_c}{\frac{R_i}{h_i}} = \frac{T_{sat} - T_c}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} = \frac{T_s - T_c}{\frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} \dots \dots \dots (2.14)$$

maka temperatur dinding *tube* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$T_s = T_{mean} + \frac{h_o}{h_i \frac{D_i}{D_o} + h_o} \times (T_{sat} - T_{mean}) \dots \dots \dots (2.15)$$

dimana,

$T_s$  = *surface temperature* (°K atau °C)

$T_{mean}$  = temperatur rata-rata (°C)

$h_o$  = koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ )

$h_i$  = koefisien konveksi aliran didalam *tube* ( $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ )

$D_i$  = diameter dalam *tube* (m)

$D_o$  = diameter luar *tube* (m)

$T_{sat}$  = *saturation temperature* (°C)

$T_s$  = *surface temperature* (°C)

### 2.2.8 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Koefisien perpindahan panas keseluruhan merupakan tahanan *thermal* keseluruhan diantara dua fluida (fluida dingin ke fluida panas) yang terjadi perpindahan panas, termasuk adanya faktor kerak (*fouling factor*) yang mungkin terjadi sesudah alat

penukar kalor digunakan. *Overall heat transfer coefficient* dapat dihitung dengan menjumlahkan tahanan *thermal* akibat konduksi dan konveksi diantara dua fluida yang dibatasi oleh dinding silinder. Persamaan umum untuk menghitung *overall heat transfer coefficient* yaitu,

$$R_{\text{tot}} = \frac{1}{UA} \dots \dots \dots (2.16)$$

dimana,

$R_{\text{tot}}$  : total resistant

$U$  : overall heat transfer coefficient  $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

$A$  : luasan total bidang permukaan perpindahan panas ( $m^2$ )

Tahanan *thermal* melibatkan tahanan konveksi aliran didalam silinder tahanan konduksi pada material silinder dan tahanan konveksi aliran diluar silinder, sehingga dapat diambil persamaan berikut,

$$R_{\text{tot}} = \frac{1}{h_o \pi r_o L} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_i \pi r_i L} \dots \dots \dots (2.17)$$

dimana,

$R_{\text{tot}}$  : resistant total

$h_o$  : koefisien konveksi di luar tube  $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

$r_o$  : jari-jari dalam tube (m)

$L$  : panjang tube (m)

$r_i$  : jari-jari dalam tube (m)

$k$  : konduktifitas *thermal*  $\left(\frac{W}{m K}\right)$

$h_i$  : koefisien konveksi di dalam tube  $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

dari persamaan diatas dapat pula dijadikan persamaan untuk koefisien perpindahan panas keseluruhan, yaitu

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \frac{1}{h_i}} \dots \dots \dots (2.18)$$

dimana,

$U$  : overall heat transfer coefficient  $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

$h_o$  : koefisien konveksi di luar tube  $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

$r_o$  : jari-jari dalam tube (m)

$r_i$  : jari-jari dalam tube (m)

$h_i$  : koefisien konveksi di dalam *tube*  $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

## 2.3 Analisa Perpindahan Panas

### 2.3.1 Analisa Perpindahan Panas Dengan Metode LMTD (*Log Mean Temperature Different*)

Metode ini digunakan untuk mencari temperatur rata-rata, yaitu dari temperatur *inlet* dan *outlet* dari fluida, pada pesawat penukar kalor. Maka untuk mendapatkan laju perpindahan panas, digunakan perumusan sebagai berikut:

$$q = U A \Delta T_{LM} \dots \dots \dots (2.19)$$

dimana,

$q$  : laju perpindahan panas (W)

$U$  : *overall heat transfer coefficient*  $\left(\frac{W}{m K}\right)$

$A$  : luasan total bidang permukaan perpindahan panas ( $m^2$ )

$\Delta T_{LM}$  : perbedaan temperatur rata-rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)

Rumus dari  $\Delta T_{LM}$  adalah

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \dots \dots \dots (2.20)$$

dimana,

$\Delta T_{LM}$  : perbedaan temperatur rata-rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)

$\Delta T_1$  :  $T_i - t_o$

$\Delta T_2$  :  $T_o - t_i$

keterangan :  $T_i$  adalah temperatur fluida panas *inlet* ( $T_{h,i}$ ) (K)

$t_o$  adalah temperatur fluida dingin *outlet* ( $T_{c,o}$ ) (K)

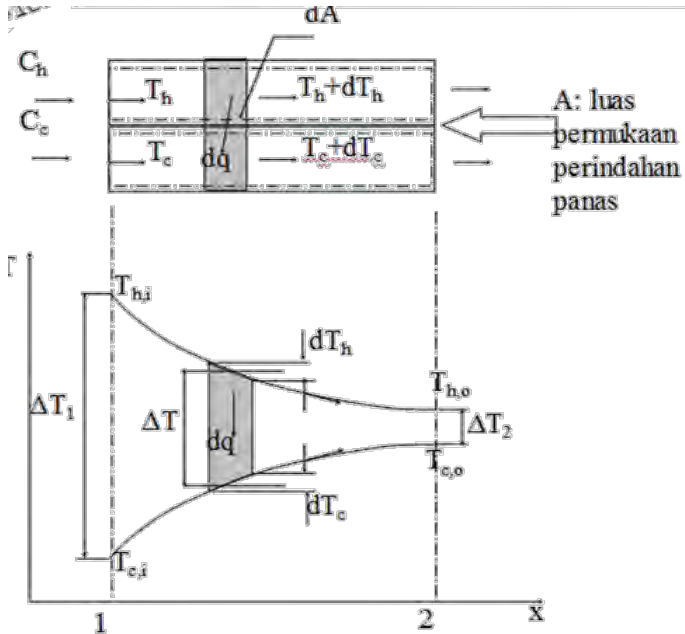
$T_o$  adalah temperatur fluida panas *inlet* ( $T_{h,o}$ ) (K)

$t_i$  adalah temperatur fluida dingin *outlet* ( $T_{c,i}$ ) (K)

sebelum menentukan LMTD, terlebih dahulu mengetahui jenis alirannya. Berdasarkan arah aliran *heat exchanger*, dibagi menjadi 3 jenis arah aliran yaitu:

a. Aliran parallel

Dengan distribusi temperatur sebagai berikut,



Gambar 2.8 Distribusi temperatur untuk aliran parallel  
(Referensi 1, Halaman 712)

Dapat dilihat dari gambar 2.6 bahwa untuk aliran parallel,

$$\Delta T_1 : T_{h,i} - T_{c,i} \dots \dots \dots (2.21a)$$

$$\Delta T_2 : T_{h,o} - T_{c,o} \dots \dots \dots (2.21b)$$

dimana,

$T_{h,i}$  adalah temperatur masuk fluida panas (K)

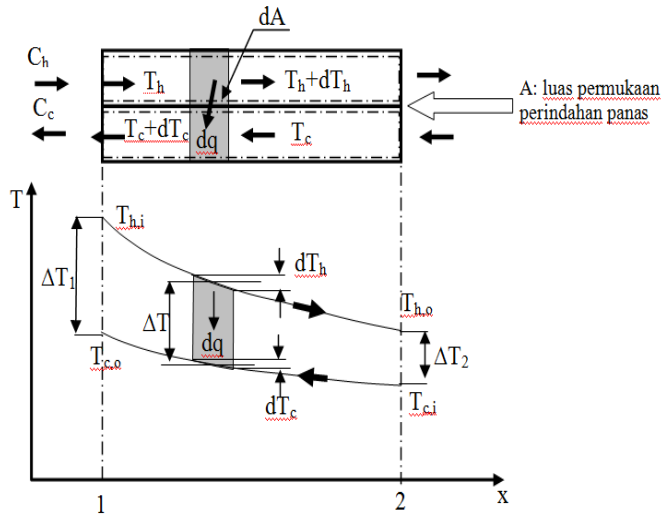
$T_{c,i}$  adalah temperatur masuk fluida dingin (K)

$T_{h,o}$  adalah temperature keluar fluida panas (K)

$T_{c,o}$  adalah temperatur keluar fluida dingin (K)

b. Aliran berlawanan arah

Pada jenis aliran ini, pembedanya terletak pada  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$  dikarenakan arah aliran yang berbeda.



Gambar 2.9 Distribusi temperatur untuk aliran berlawanan arah (Referensi 1, Halaman 714)

Dapat dilihat dari gambar 2.7 bahwa untuk aliran berlawanan arah,

$$\Delta T_1 : T_{h,i} - T_{c,o} \dots \dots \dots (2.22a)$$

$$\Delta T_2 : T_{h,o} - T_{c,i} \dots \dots \dots (2.22b)$$

dimana,

$T_{h,i}$  adalah temperatur masuk fluida panas (K)

$T_{c,o}$  adalah temperatur keluar fluida dingin (K)

$T_{h,o}$  adalah temperature keluar fluida panas (K)

$T_{c,i}$  adalah temperatur masuk fluida dingin (K)

c. Aliran *multipasses* dan silang

Tipe aliran ini membutuhkan faktor koreksi dengan hasil perhitungan yang tepat.

$$\Delta T_{LM} = F \Delta T_{LM,CF} \dots \dots \dots (2.23)$$

dimana,

$\Delta T_{LM}$  : perbedaan temperatur rata-rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)

F : faktor koreksi

$\Delta T_{LM,CF}$  : *log mean temperature different* untuk aliran berlawanan arah

### 2.3.2 Analisa Perpindahan panas Dengan Metode Effectiveness- NTU (*Number Of Transfer Unit*)

Untuk metode NTU sendiri ialah bilangan tak berdimensi yang digunakan untuk menganalisis perpindahan panas pada suatu pesawat penukar kalor. Persamaan dari NTU sebagai berikut,

$$NTU = \frac{U A}{C_{min}} \dots \dots \dots (2.24)$$

dimana,

NTU : *number of transfer unit*

U : *overall heat transfer coefficient*  $\left( \frac{W}{m^2 K} \right)$

A : luasan total bidang permukaan perpindahan panas ( $m^2$ )

$C_{min}$  : nilai terkecil yang diperoleh dari  $C_c$  dan  $C_h$

$$\text{Keterangan; } C_c = \dot{m}_c \times cp_c \dots \dots \dots (2.25a)$$

$$C_h = \dot{m}_h \times cp_h \dots \dots \dots (2.25b)$$

dimana,

$C_c$  : *heat capacity rate* untuk fluida dingin  $\left( \frac{W}{K} \right)$

$\dot{m}_c$  : laju aliran massa fluida dingin  $\left( \frac{W}{K} \right)$

$Cp_c$  : kalor spesifik fluida dingin  $\left( \frac{J}{kg K} \right)$

$C_h$  : *heat capacity rate* untuk fluida panas  $\left( \frac{W}{K} \right)$

$\dot{m}_h$  : laju aliran massa fluida panas  $\left( \frac{W}{K} \right)$

$Cp_h$  : kalor spesifik fluida panas  $\left( \frac{J}{kg K} \right)$

Selanjutnya nilai NTU dari berbagai jenis *heat exchanger* dapat dicari dari grafik. Untuk analisis perhitungan kondensor menggunakan grafik *single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed* pada buku “*fundamentals of heat and mass transfer*” oleh Frank P. Incropera. Untuk kondensor tipe *shell and tube* dengan *a shell and two passes*, maka digunakan perumusan NTU sebagai berikut,

$$\text{Jika } C_c < C_h, \text{ maka } q_{maks} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.26a)$$

$$\text{Jika } C_h < C_c, \text{ maka } q_{\text{maks}} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.26a)$$

*Effectiveness* ( $\epsilon$ ) ialah rasio perbandingan antara laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan terjadi pada suatu *heat exchanger*. *Effectiveness* ( ) merupakan bilangan tak berdimensi yang berada dalam batas  $0 < \epsilon < 1$ . Untuk perumusan *Effectiveness*, data dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut

$$\epsilon = f \left[ NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right] \dots \dots \dots (2.27)$$

dimana,

$f$  : *effectiveness*

$f$  : faktor kerak (*fouling factor*)

$C_{\min}$  :  $C_h$  : *heat capacity rate* untuk fluida panas  $\left( \frac{W}{K} \right)$

$C_{\max}$  :  $C_c$  : *heat capacity rate* untuk fluida dingin  $\left( \frac{W}{K} \right)$

Untuk kondensor tipe *shell and tube* dengan satu *shell and two passes*, menggunakan perumusan *effectiveness* sebagai berikut,

$$\epsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp \left[ (-NTU)_1 (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[ (-NTU)_1 (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}^{-1} \dots \dots \dots (2.28)$$

dimana,

$\epsilon$  : *effectiveness*

$C_r$  : *specific heat ratio*

NTU: *number of transfer unit*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



## **BAB III METODOLOGI**

Adapun data tugas akhir ini dilaksanakan di PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik untuk mendapatkan pengetahuan dan pemahaman mengenai kondensor dan laju perpindahan panas pada kondensor. Dengan studi literatur dan *survey* lapangan, diharapkan memperoleh data yang akurat untuk perhitungan laju perpindahan panas dengan metode *log mean temperature different* (LMTD) dan *Effectiveness ( $\epsilon$ ) – number of transfer unit (NTU)*.

### **3.1 Persiapan Awal**

Untuk persiapan awal ada beberapa hal yang harus dilakukan, yaitu:

1. Menentukan tema awal tugas akhir mengenai kondensor
2. Pengajuan tema dan permohonan persetujuan kepada dosen pembimbing tugas akhir.
3. Memenuhi prosedur pengambilan data yang ditetapkan oleh perusahaan.

### **3.2 Pengambilan Data**

Pengambilan data dilakukan berdasarkan pada data-data yang dibutuhkan dalam analisa laju perpindahan panas. Kegiatan tersebut meliputi:

1. Studi Literatur

Dalam studi literature ini, penulis mempelajari buku-buku yang menjadi referensi dalam pemahaman mengenai kondensor, terutama mengenai laju perpindahan panas dalam *heat exchanger*. Literatur yang didapat berasal dari beberapa buku pada perpustakaan PT. PJB UP Gresik, buku *Equipment Maintenance Manual Division III Steam Turbine And Auxiliary Equipment Vol. II-2 Gresik Steam Plant*, dan beberapa buku dari mata kuliah yang berhubungan dengan langkah-langkah perhitungan yang

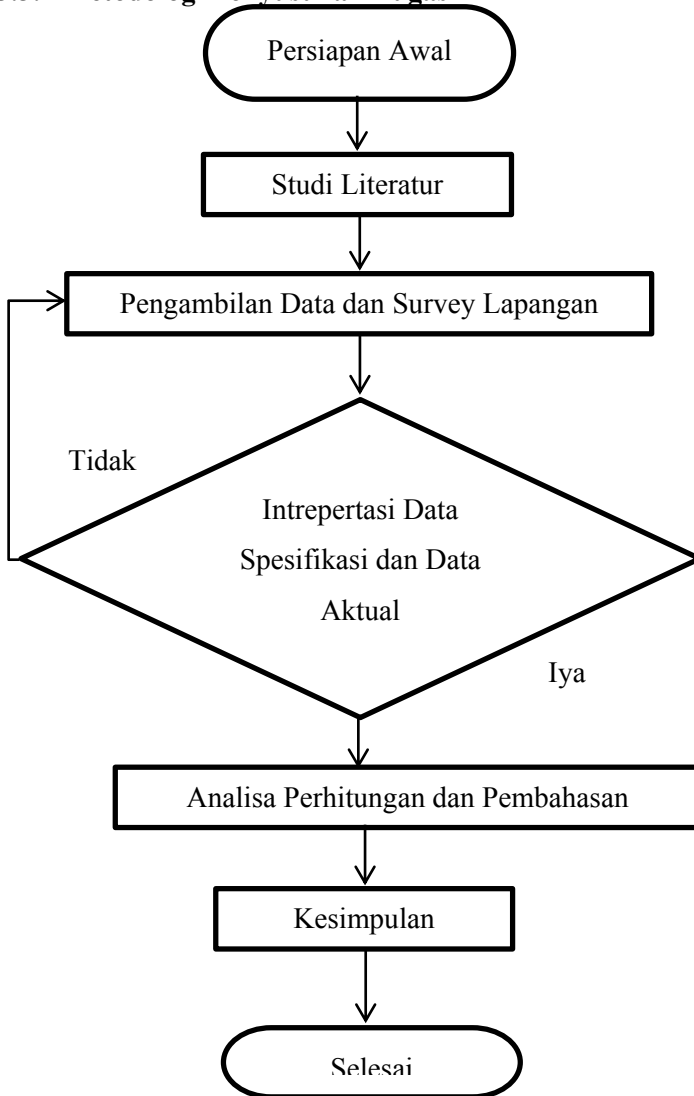
diambil dari *text book “Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition”* karangan Theodore L. Bergman, Ladrine S. Lavine, F. P. Incropera, dan D. P. Dewwit; *“Fundamental of Engineering Thermodynamics fifth edition”* karangan Michael J. Moran dan Howard Saphiro; *“Heat and Mass Transfer”* karangan F. Kreith dan R. F. Boehm; serta didapat dari sumber-sumber lainnya

## 2. Survey Lapangan

Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi nyata instalasi serta jenis peralatan yang digunakan. Dengan didampingi pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah untuk memberikan gambaran jelas mengenai data-data yang diperlukan untuk analisa perhitungan, yaitu data spesifikasi, data aktual, dan data dari *thermal calculation determination for condensor surface area*.

### 3.3 Flow Chart (Diagram Alir)

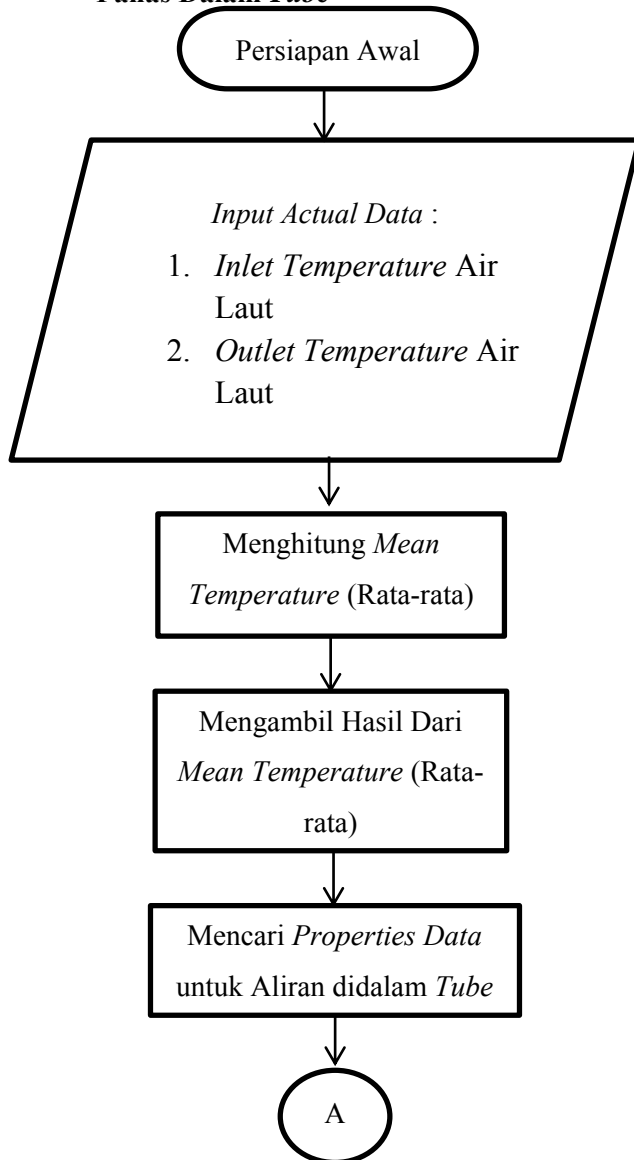
#### 3.3.1 Metodologi Penyusunan Tugas Akhir

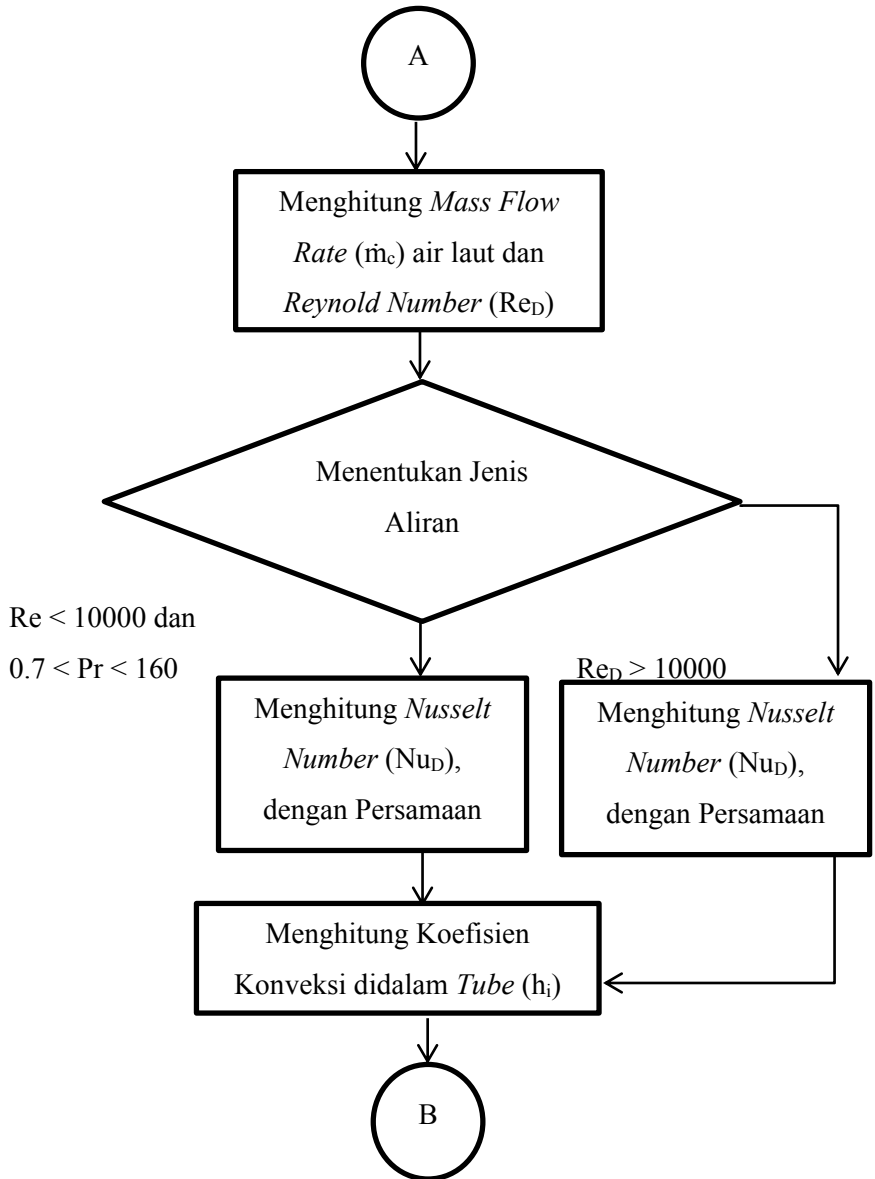


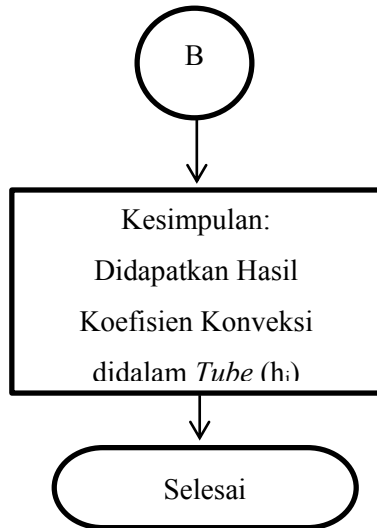
Gambar 3.1 *Flow chart* penyusunan tugas akhir

### 3.3.2 Analisis Perhitungan Perpindahan Panas

#### 3.3.2.1 Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas Dalam *Tube*

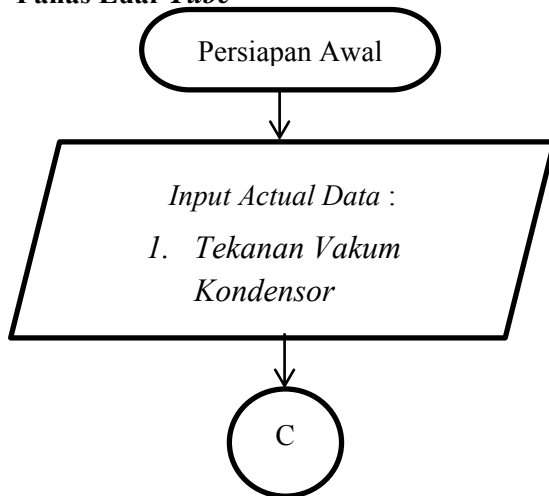


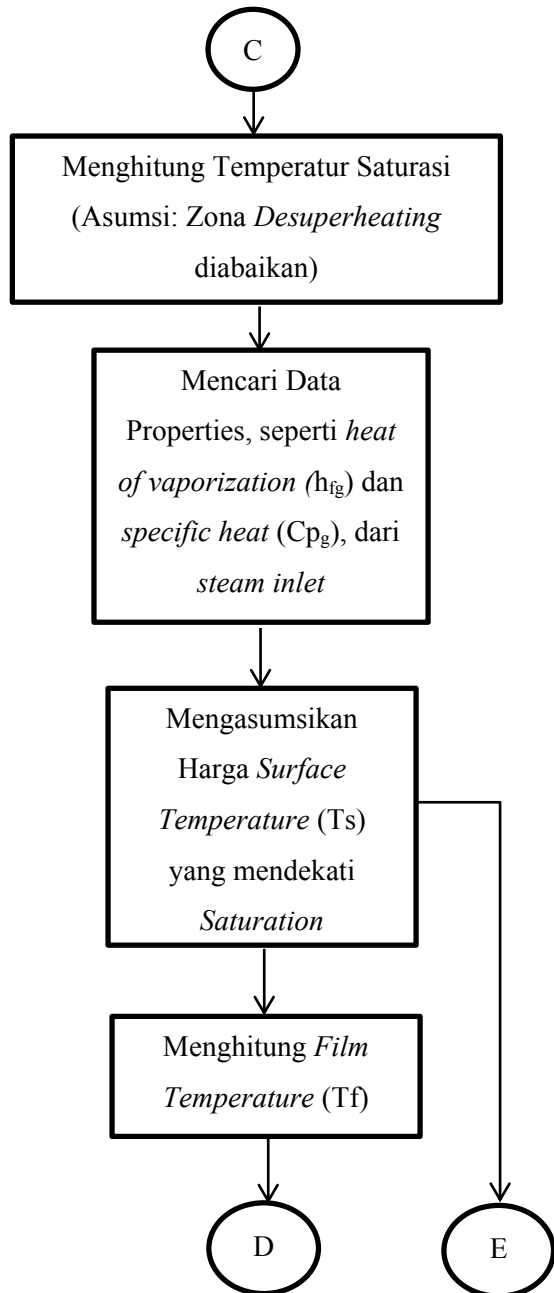


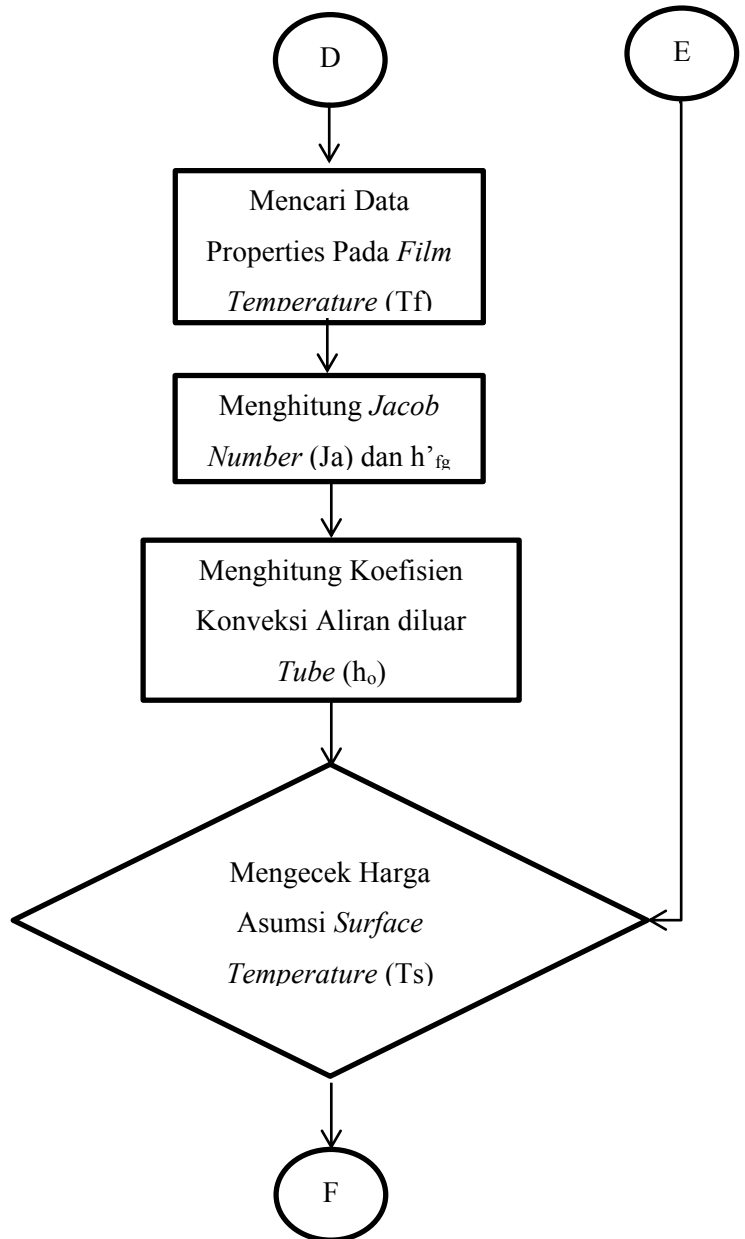


Gambar 3.2 *Flow chart* perhitungan koefisien konveksi perpindahan panas didalam *tube*

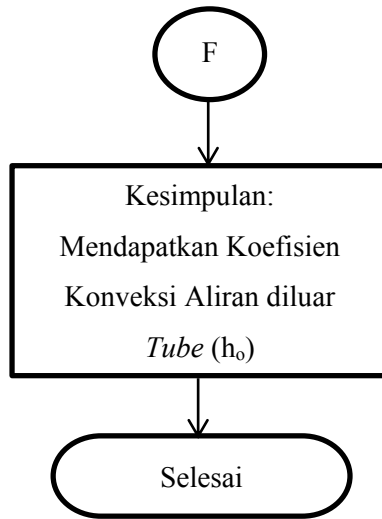
### 3.3.2.2 Perhitungan Koefisien Konveksi Perpindahan Panas Luar *Tube*





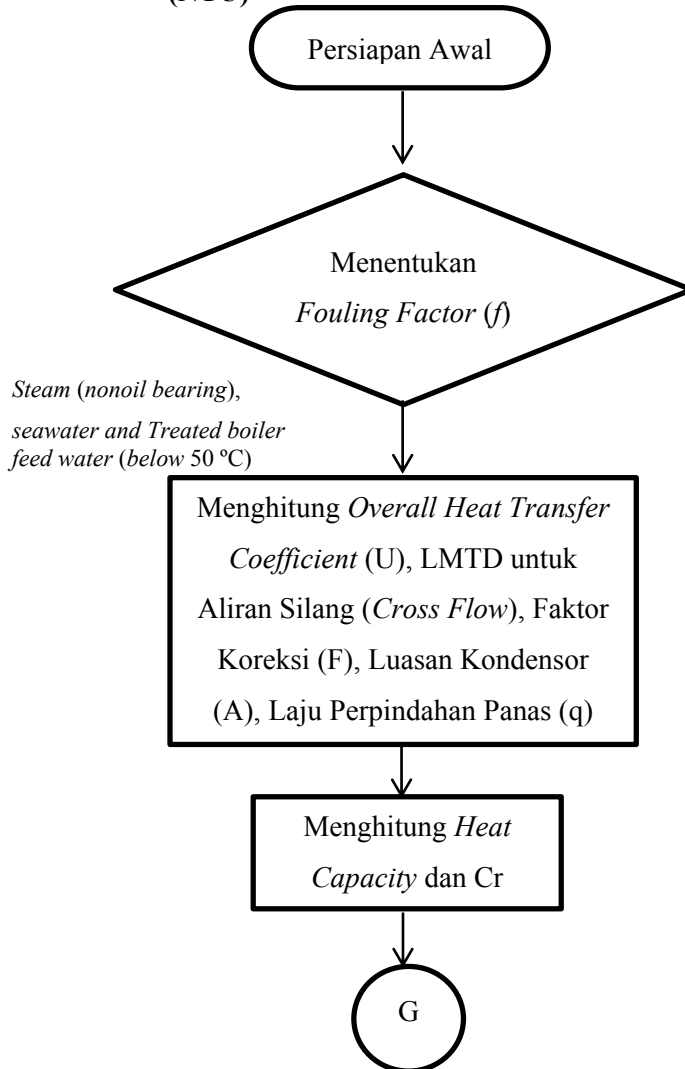


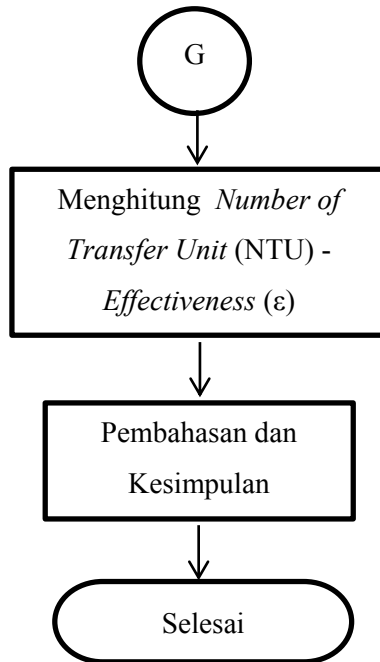




Gambar 3.3 *Flowchart* perhitungan koefisien konveksi aliran diluar *tube*

**3.3.2.3 Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient, Metode Log Mean Temperature Different (LMTD), Laju Perpindahan Panas, dan Metode Effectiveness ( $\epsilon$ ) - Number Of Transfer Unit (NTU)**





Gambar 3.4 *Flowchart* Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient*, Metode *Log Mean Temperature Different* (LMTD), Laju Perpindahan Panas, dan Metode *Effectiveness* ( $\epsilon$ ) - *Number Of Transfer Unit* (NTU)

## BAB IV ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN

Pada bab berikut akan dijabarkan langkah-langkah perhitungan serta pembahasan mengenai laju perpindahan panas pada kondensor dan efektifitasnya. Data yang didapatkan berasal dari data spesifikasi pada kondensor unit IV dan data aktual yang terjadi pada saat pengoperasian kondensor. Untuk data spesifikasi, didapat dari *condenser's specification design* dari buku panduan *Equipment Maintenance Manual – Steam Turbine and Auxilary Equipment Vol II-2, Gresik Steam Power Plant Unit III & IV* dan *Thermal Calculation Sheet Determination For Condenser Surface Area* menghasilkan performa maksimum yang dihasilkan kondensor. Sedangkan untuk data aktual, didapat dari performa kondensor saat beroperasi.

### 4.1 Data Spesifikasi dan Data Aktual Pada Kondensor Unit IV

Tabel 4.1 *Condenser's Specification Design*

<i>Specification Design</i>	
Tipe kondensor	<i>Horizontal surface type</i>
Jumlah kondensor	2 set atau 1 unit
Tekanan absolut	695 mmHg
<i>Steam inlet temperature (Th<sub>i</sub>)</i>	43.1 °C
<i>Steam outlet temperature (Th<sub>o</sub>)</i>	43.1 °C
<i>Steam flow</i>	$398.919 \frac{t}{h} = 398.919 \frac{kg}{h}$
<b><i>Tube</i></b>	
Diameter Luar	25.0 mm
Diameter Dalam	23.75 mm
Ketebalan	1.25 mm (JIS C690I) 0.5 mm (JIS TTH35W)
Jumlah (N)	15136 <i>tubes</i> (14528 <i>tubes</i> berada pada daerah kondensasi)

	(608 tubes berada pada daerah pendinginan)
<i>Effective Length</i>	8907 mm
<i>Overall Length</i>	8967 mm
<i>Thickness of tube plate</i>	28 mm
<i>Thickness of tube support plate</i>	13 mm
<i>Tube material</i>	Aluminium brass (pada daerah kondensasi dan daerah pendinginan)
<b>Shell</b>	
<i>Thickness of shell plate</i>	16.19 mm
<b>Cooling water</b>	
Media pendingin	Sea water
Jumlah laluan air	two passes reverse flow
<i>Velocity in tube (V)</i>	$2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
<i>Sea water inlet temperature (T<sub>c<sub>i</sub></sub>)</i>	30 °C
<i>Sea water outlet temperature (T<sub>c<sub>o</sub></sub>)</i>	39.89 °C
<i>Cooling water flow rate (Q)</i>	$21660 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
<b>Bagian utama material</b>	
Pelapis shell dan flange (pinggiran)	JIS G3101 SS41
<i>Tube support plate</i>	JIS G3101 SS41
<i>Tube Plate</i>	JIS H3100 C4621P
<i>Water boxes and cover</i>	JIS G3101 SS41
<i>Exhaust neck expansion joint</i>	JIS G4304 SUS304
<i>Tube material</i>	JIS H3300 C6870I
<i>Impingement (pergeseran) tube</i>	JIS G3463 SUS304TB-A
Baut pada water box	JIS G4107 SNB7
<i>Water box nut</i>	JIS G4051 S45C

Tabel 4.2 Data Aktual Kondensor (pada tanggal 9 Juni 2014 pukul 09:00 WIB sampai 10 Juni 2014 pukul 02:00 WIB)

<i>Actual Data</i>	
<i>Vacuum condenser</i>	679.258233 mmHg
<i>Sea water inlet temperature (mean) (T<sub>c<sub>i</sub></sub>)</i>	33.76673593 °C
<i>Sea water outlet temperature (mean) (T<sub>c<sub>o</sub></sub>)</i>	44.5963637 °C

<i>Steam flow</i>	$553.7102627 \frac{t}{h} = 553.7102627 \frac{kg}{h}$
<i>Steam inlet temperature (Th<sub>i</sub>)</i>	47.15738911 °C
<i>Steam outlet temperature (Th<sub>o</sub>)</i>	45.78965463 °C
<i>Cooling water flow rate (Q)</i>	$19494 \frac{m^3}{h}$

#### 4.1.1 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi dalam Tube (h<sub>i</sub>)

Untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi didalam tube, terlebih dahulu diketahui nilai bilangan *reynold number* (Re<sub>D</sub>) dan *nusselt number* (Nu<sub>D</sub>) pada aliran didalam tube.

- a. - Diketahui dari data aktual, *sea water inlet temperature* (Tc<sub>i</sub>) = 33.76673593°C dan *sea water outlet temperature* (Tc<sub>o</sub>) = 44.5963637°C, sehingga diperoleh nilai temperatur rata-rata (T *mean*).

$$\begin{aligned}
 T \text{ mean} &= \frac{T_{c_i} + T_{c_o}}{2} \\
 &= \frac{33.76673593 \text{ °C} + 44.5963637 \text{ °C}}{2} \\
 &= 39.18154982 \text{ °C} \\
 &= 312.18154982 \text{ °K}
 \end{aligned}$$

dimana,

T *mean* = Temperatur rata-rata (°C / °K)

Tc<sub>i</sub> = *Sea water inlet temperature* (°C)

Tc<sub>o</sub> = *Sea water outlet temperature* (°C)

Sehingga, harga temperature rata-rata (T *mean*) yang diperoleh ialah 39.18154982 °C = 312.18154982 °K

- Dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water*, dari 7<sup>th</sup> edition *Fundamentals of Heat and Mass Transfer by Frank P. Incropera – David P. Dewwit* dengan temperatur rata-rata 39.18154982 °C = 312.18154982 °K didapat data *properties* sebagai berikut,

1. *Specific volume* (v<sub>f</sub>) =  $1.00787 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$

2. *Density* (ρ<sub>f</sub>) =  $\frac{1}{v_f}$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{1.00787 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}} \\
 &= 992.1914 \frac{kg}{m^3}
 \end{aligned}$$



3. *Specific heat* ( $c_{p,f}$ ) =  $4.17843 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$

4. *Absolute Viscosity* ( $\mu_f$ ) =  $667.0761 \times 10^{-6} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}$

5. *Thermal conductivity* ( $k_f$ ) =  $630.6178 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$

6. *Prandtl number* ( $Pr_f$ ) = 4.4192

- Perhitungan laju aliran massa air laut ( $\dot{m}_c$ )

$$\begin{aligned}\dot{m}_c &= \rho_f \times V \times A \times (N_{\text{total}}) \\ &= \rho_f \times Q \times (N_{\text{total}}) \\ &= 992.1914 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 19494 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \\ &= 992.1914 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 5.415 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ &= 5372.716431 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

dimana,

$\dot{m}_c$  = Laju aliran massa air laut ( $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ )

$\rho_f$  = *Density* ( $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ )

$V$  = Kecepatan aliran air laut pada tube ( $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ )

$A$  = Luas penampang *tube* ( $\text{m}^2$ )

$N_{\text{total}}$  = Jumlah keseluruhan *tube*

Sehingga, nilai laju aliran massa air laut ( $\dot{m}_c$ ) adalah

$$5372.716431 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- Laju aliran massa air laut ( $\dot{m}_c$ ) pada ,masing-masing *tube*

$$\frac{\dot{m}_c}{N_{\text{total}}} = \frac{5372.716431 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{15136} = 0.3549 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

dimana,

$\dot{m}_c$  = Laju aliran massa air laut ( $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ )

$N_{\text{total}}$  = Jumlah keseluruhan *tube*

Sehingga, nilai laju aliran massa air laut pada masing-msing

tube adalah  $0.3549 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

- Perhitungan untuk *reynold number* ( $Re_D$ )

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}_c}{\pi \times D_i \times \mu_f}$$

$$= \frac{4 \times 0.3549 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \times 0.02375 \text{ m} \times (667.0761 \times 10^{-6} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2})}$$

$$= 28526.8569$$

dimana,

$Re$  = *Reynold number*

$\dot{m}_c$  = Laju aliran massa air laut ( $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ )

$D_i$  = Diameter dalam *tube* (m)

$\mu_f$  = *Absolute viscosity*  $\frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}$

Sehingga, nilai *reynold number* ( $Re_D$ ) adalah 28526.8569

- b. Dikarenakan nilai *reynold number* ( $Re_D$ ) adalah 28526.8569, ini termasuk kategori aliran turbulen, sehingga menggunakan korelasi *nusselt number* ( $Nu_D$ ) dengan ketentuan,

$$\left[ \begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Dengan perumusan sebagai berikut,

$$Nu_{uD} = 0.023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^n$$

dimana,

$Nu_D$ : *nusselt number*

$Re_D$ : *reynold number*

$Pr$ : *prandtl number*

$n$ : 0.4 untuk proses *heating* ( $T_s > T_m$ ) dan 0.3 untuk proses *cooling* ( $T_s < T_m$ )

sehingga,

$$Nu_{uD} = 0.023 \times Re_D^{\frac{4}{5}} \times Pr^n$$

$$= 0.023 \times 28526.8569^{\frac{4}{5}} \times 4.4192^{0.4}$$

$$= 152.7806$$



dimana,

$N_{uD}$ : *nusselt number*

$R_{eD}$  : *reynold number*

$Pr$  : *prandtl number*

$n$  : 0.4 untuk proses *heating*

maka dapat diketahui nilai koefisien konveksi dalam *tube* ( $h_i$ ) sebagai berikut,

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_D \times k_f}{D_i} \\ &= \frac{152.7806 \times (630.6178 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K})}{0.02375 m} \\ &= 4056.6827 \frac{W}{m^2.K} \end{aligned}$$

dimana,

$h_i$  = koefisien konveksi dalam *tube* ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$Nu_D$  = *nusselt number*

$K_f$  = *Thermal conductivity* ( $\frac{W}{m.K}$ )

$D_i$  = Diameter dalam *tube* (m)

Sehingga, koefisien konveksi dalam *tube* ( $h_i$ ) adalah  $4056.6827 \frac{W}{m^2.K}$

#### 4.1.2 Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi Luar *Tube* ( $h_o$ )

Untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi diluar *tube*, terlebih dahulu diketahui nilai dari *Jacob number* ( $Ja$ ) dan beberapa persamaan yang lain, yaitu

a. Perhitungan *saturation temperature* ( $T_s$ )

- Dari data aktual kondensor (pada tanggal 9 Juni 2014 sampai 10 Juni 2014), yang didapat dari kondensor di PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik, didapatkan *condensor vacuum* rata-rata adalah 679.258233 mmHg, yaitu sama dengan 90.5603 kPa, maka

$$\begin{aligned} P_{\text{absolute}} &= P_{\text{atm}} - P_{\text{gage}} \\ &= 101.325 \text{ kPa} - 90.5603 \text{ kPa} \\ &= 10.7647 \text{ kPa} \\ &= 10.7647 \text{ kPa} \times 0.01 \text{ bar} \\ &= 0.107647 \text{ bar} \end{aligned}$$

dimana,

$P_{\text{absolute}}$  = Tekanan *absolute* (kPa atau bar)

$P_{\text{atm}}$  = Tekanan *atmosfer* (kPa)

$P_{\text{gage}}$  = Tekanan *gage* (kPa)

Sehingga didapat nilai tekanan *absolute* ( $P_{\text{absolute}}$ ) adalah 10.7647 kPa atau 0.107647 bar.

- Dengan didapat hasil  $P_{\text{absolute}} = 0.107647$  bar, maka didapat data properties yang dibutuhkan pada tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water*, dari 7<sup>th</sup> edition *Fundamentals of Heat and Mass Transfer by Frank P. Incropera – David P. Dewwit* sebagai berikut

*Saturation temperature* ( $T_{\text{sat}}$ ) = 316.31922 °K = 43.31922 °C

*Specific volume* ( $v_g$ ) = 16.8070  $\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$

$$\begin{aligned} \text{Density } (\rho_g) &= \frac{1}{v_g} \\ &= \frac{1}{16.8070 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \\ &= 0.05949 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{aligned}$$

Dengan *steam inlet temperature* ( $T_h$ ) yang didapat dari data aktual kondensor 47.15738911 °C = 320. 15738911 °K, maka didapat properties dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water*, dari 7<sup>th</sup> edition *Fundamentals of Heat and Mass Transfer by Frank P. Incropera – David P. Dewwit*, *heat of vaporization* ( $h_{\text{fg}}$ ) = 2389.622266  $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$  dan *specific heat* ( $C_{p_g}$ ) = 1.8952512  $\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$

b. Perhitungan *surface temperature* ( $T_s$ ) dan *film temperature* ( $T_f$ )

- Untuk mendapatkan nilai *surface temperature* ( $T_s$ ), menggunakan asumsi bahwa *surface temperature* ( $T_s$ ) mendekati *saturation temperature* ( $T_{\text{sat}}$ ), maka diambil angka untuk *surface temperature* ( $T_s$ ) = 43.318 °C = 316.318 °K, maka akan didapatkan *film temperature* ( $T_f$ ), dengan persamaan sebagai berikut,

$$T_f = \frac{T_{\text{sat}} + T_s}{2}$$

$$= \frac{43.31922^{\circ}\text{C} + 43.318^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$= 43.31861^{\circ}\text{C}$$

$$= 316.31861^{\circ}\text{K}$$

dimana,

$T_f$  = film temperature ( $^{\circ}\text{C}$  atau  $^{\circ}\text{K}$ )

$T_{\text{sat}}$  = saturation temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_s$  = surface temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )

Dari hasil perhitungan film temperature ( $T_f$ ) =  $43.31861^{\circ}\text{C}$  =  $316.31861^{\circ}\text{K}$  maka didapat data properties dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water*, dari 7<sup>th</sup> edition *Fundamentals of Heat and Mass Transfer by Frank P. Incropera – David P. Dewwit*, sebagai berikut

$$1. \text{ Specific volume } (v_f) = 1.00952 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\begin{aligned} 2. \text{ Density } (\rho_f) &= \frac{1}{v_f} \\ &= \frac{1}{1.00952 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \\ &= 990.5697757 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{aligned}$$

$$3. \text{ Specific heat } (C_{p,f}) = 4.179263 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$4. \text{ Absolute viscosity } (\mu_f) = 616.7590 \times 10^{-6} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}$$

$$5. \text{ Thermal conductivity } (k_f) = 635.5823 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$$

$$6. \text{ Prandtl number } (Pr_f) = 4.0571$$

c. Perhitungan Jacob number ( $Ja$ ) dan kalor laten penguapan ( $h'_{fg}$ )

- Jacob number ( $Ja$ )

$$\begin{aligned} Ja &= \frac{C_{p,f} \times (T_{\text{sat}} - T_s)}{h_{fg}} \\ &= \frac{4.179263 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times (316.31922^{\circ}\text{K} - 316.318^{\circ}\text{K})}{2389.622266 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \\ &= 0.000002133 \end{aligned}$$

dimana,

$Ja$  = Jacob number



$$C_{p,f} = \text{Specific heat } \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$T_{\text{sat}} = \text{saturation temperature } (^{\circ}\text{C})$$

$$T_s = \text{surface temperature } (^{\circ}\text{C})$$

$$h_{f,g} = \text{heat of vaporization } \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

Sehingga, didapat nilai *Jacob number* (Ja) adalah 0.000002133

- kalor laten penguapan ( $h'_{fg}$ )

$$\begin{aligned} h'_{fg} &= h_{f,g} \times (1 + 0.68 \times \text{Ja}) \\ &= 2389.622266 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times (1 + 0.68 \times 0.000002133) \\ &= 2389.625733 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 2389625.733 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

dimana,

$$h'_{fg} = \text{kalor laten penguapan } \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ atau } \frac{\text{J}}{\text{kg}}\right)$$

$$h_{f,g} = \text{heat of vaporization } \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

Ja = *jacob number*

Sehingga, didapat nilai kalor laten penguapan ( $h'_{fg}$ ) adalah  $2389.625733 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2389625.733 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

d. Perhitungan koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $h_o$ )

Untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $h_o$ ) terlebih dahulu dicari nilai dari *nusselt number* ( $\text{Nu}_D$ ), dengan persamaan sebagai berikut

$$\text{Nu}_D = \frac{h_o D_o}{k_f} = C \left[ \frac{g \times \rho_f \times (\rho_f - \rho_g) \times h'_{fg} \times D_o^3}{\mu_f \times k_f \times (T_{\text{sat}} - T_s)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

dimana,

$\text{Nu}_D$  = *nusselt number*

$h_o$  = koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $\frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}$ )

$D_o$  = diameter luar *tube* (m)

$k_f$  = *Thermal conductivity* ( $\frac{\text{W}}{\text{m.K}}$ )

C = *the constant for vertical tubes* = 0.729

g = *acceleration due to gravity* ( $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ )

$\rho_f = \text{density fluida } \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

$\rho_g = \text{density gases } \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

$h'_{fg} = \text{k calor laten penguapan } \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right)$

$D_o = \text{Diameter luar tube (mp)}$

$\mu_f = \text{Absolute viscosity } \left(\frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}\right)$

$k_f = \text{thermal conductivity } \left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$

$T_{\text{sat}} = \text{saturation temperature } (^{\circ}\text{C})$

$T_s = \text{surface temperature } (^{\circ}\text{C})$

Sehingga,

$$\text{Nu}_D = C \left[ \frac{g \times \rho_f \times (\rho_f - \rho_g) \times h'_{fg} \times D_o^3}{\mu_f \times k_f \times (T_{\text{sat}} - T_s)} \right]^{\frac{1}{4}}$$
$$= 0.729 \left[ \frac{9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 990.5697757 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (990.5697757 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} - 0.05949 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) \times \left( 2389625.733 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \times 0.025 \text{ m}^3 \right)}{(616.7590 \times 10^{-6} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}) \times (635.5823 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}) \times (43.3192^{\circ}\text{C} - 43.318^{\circ}\text{C})} \right]^{\frac{1}{4}}$$
$$= 3831.69036$$

dimana,

$C = \text{the constant for vertical tubes} = 0.729$

$g = \text{acceleration due to gravity } \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$

$\rho_f = \text{density fluida } \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

$\rho_g = \text{density gases } \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

$h'_{fg} = \text{k calor laten penguapan } \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right)$

$D_o = \text{Diameter luar tube (m)}$

$\mu_f = \text{Absolute viscosity } \left(\frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}\right)$

$k_f = \text{thermal conductivity } \left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$

$T_{\text{sat}} = \text{saturation temperature } (^{\circ}\text{C})$

$T_s = \text{surface temperature } (^{\circ}\text{C})$

sehingga, harga *nusselt number* ( $Nu_D$ ) adalah 3831.69036 dengan harga *nusselt number* ( $Nu_D$ ) = 3831.69036, maka akan didapatkan koefisien konveksi ( $h_o$ ) pada bagian *shell*,

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu_D \times k_f}{D_o} \\ &= \frac{3831.69036 \times (635.5823 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K})}{0.025 \text{ m}} \\ &= 97414.18288 \frac{W}{m^2.K} \end{aligned}$$

dimana,

$Nu_D$  = *nusselt number*

$h_o$  = koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$D_o$  = diameter luar *tube* (m)

$k_f$  = *Thermal conductivity* ( $\frac{W}{m.K}$ )

sehingga, harga koefisien konveksi pada bagian *shell* adalah

$$97414.18288 \frac{W}{m^2.K}$$

- Untuk mengetahui jumlah *tube* secara *horizontal* ke bawah, maka nilai  $N_L$  diketahui dari *condenser's design spesification* yaitu 153 buah

- Untuk mengetahui koefisien rata-rata dari semua *tube* secara *horizontal* kebawah, maka nilai  $N = 153$  buah, dengan persamaan sebagai berikut

$$\begin{aligned} h_o N &= h_o \times N^n \\ &= 97414.18288 \frac{W}{m^2.K} \times 153^{-\frac{1}{6}} \\ &= 42121.8030 \frac{W}{m^2.K} \end{aligned}$$

dimana,

$h_o N$  = koefisien konveksi rata-rata dari semua *tube* secara *horizontal* kebawah ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$h_o$  = koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $\frac{W}{m^2.K}$ )



N = Jumlah *tube*

n = nilai empiris yang diunakan untuk menentukan ketebalan lapisan film dari *tube* =  $-\frac{1}{6}$

sehingga, didapat koefisien rata-rata dari semua *tube* secara horizontal kebawah adalah  $42121.8030 \frac{W}{m^2.K}$

e. Pengecekan asumsi *surface temperature* ( $T_s$ )

Pada metode iterasi ini, dibatasi hingga nilai selisihnya  $10^{-3}$ . Dibatasi nilai selisih hingga  $10^{-3}$  disebabkan untuk memastikan nilai *surface temperature* ( $T_s$ ) lebih akurat dengan asumsi diawal yaitu  $43.318^\circ C$ , maka temperatur dinding *tube* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$\begin{aligned} T_s &= T_{mean} + \frac{h_o}{h_i \frac{D_i}{D_o} + h_o} \times (T_{sat} - T_{mean}) \\ &= 312.18154982^\circ K + \\ &\quad \frac{42121.8030 \frac{W}{m^2.K}}{8957358.211 \frac{W}{m^2.K} \times \frac{0.02375m}{0.025m} + 42121.8030 \frac{W}{m^2.K}} \times (316.31922^\circ K - \\ &\quad 312.18154982^\circ K) \\ &= 312.2019303^\circ K \\ &= 39.2019303^\circ C \end{aligned}$$

dimana,

$T_s$  = *surface temperature* ( $^\circ K$  atau  $^\circ C$ )

$T_{mean}$  = temperatur rata-rata ( $^\circ C$ )

$h_o$  = koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$h_i$  = koefisien konveksi aliran didalam *tube* ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$D_i$  = diameter dalam *tube* (m)

$D_o$  = diameter luar *tube* (m)

$T_{sat}$  = *saturation temperature* ( $^\circ C$ )

$T_s$  = *surface temperature* ( $^\circ C$ )

sehingga, nilai temperatur dinding pipa didapat  $39.2019303^\circ C$

- Dikarenakan *surface temperature* ( $T_s$ ) kurang dari batas iterasi yang telah ditentukan, maka asumsi yang telah dihitung belum tepat. Untuk itu diambil nilai asumsi *surface temperature* ( $T_s$ )

yang lebih rendah dari 39.2019303 °C, yaitu  $T_s = 39.18$  °C maka akan didapatkan *film temperature* ( $T_f$ ), dengan persamaan sebagai berikut,

$$\begin{aligned} T_f &= \frac{T_{sat} + T_s}{2} \\ &= \frac{43.31922^\circ\text{C} + 39.18^\circ\text{C}}{2} \\ &= 41.2496^\circ\text{C} \\ &= 314.2496^\circ\text{K} \end{aligned}$$

dimana,

$T_f$  = *film temperature* (°C atau °K)

$T_{sat}$  = *saturation temperature* (°C)

$T_s$  = *surface temperature* (°C)

Dari hasil perhitungan *film temperature* ( $T_f$ ) = 41.2496 °C = 314.2496 °K maka didapat data properties dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water*, dari 7<sup>th</sup> edition *Fundamentals of Heat and Mass Transfer by Frank P. Incropera – David P. Dewwit*, sebagai berikut

1. *Specific volume* ( $v_f$ ) =  $1.0086 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$

2. *Density* ( $\rho_f$ ) =  $\frac{1}{v_f}$

$$= \frac{1}{1.0086 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}$$

$$= 991.4733 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

3. *Specific heat* ( $C_{p,f}$ ) =  $4.1788 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$

4. *Absolute viscosity* ( $\mu_f$ ) =  $640.6051 \times 10^{-6} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}$

5. *Thermal conductivity* ( $k_f$ ) =  $633.0995 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$

6. *Prandtl number* ( $Pr_f$ ) = 4.229

f. Perhitungan *Jacob number* ( $Ja$ ) dan kalor laten penguapan ( $h'_{fg}$ ), setelah diiterasi.

- *Jacob number* ( $Ja$ )

$$Ja = \frac{C_{p,f} \times (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}}$$



$$= \frac{4.1788 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times (316.31922^\circ\text{K} - 312.18^\circ\text{K})}{2389.6222 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$= 0.007238$$

dimana,

$Ja = \text{Jacob number}$

$C_{p,f} = \text{Specific heat} \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$

$T_{\text{sat}} = \text{saturation temperature } (^\circ\text{C})$

$T_s = \text{surface temperature } (^\circ\text{C})$

$h_{f,g} = \text{heat of vaporization} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

Sehingga, didapat nilai *Jacob number* ( $Ja$ ) adalah 0.007238

- kalor laten penguapan ( $h'_{fg}$ )

$$h'_{fg} = h_{fg} \times (1 + 0.68 \times Ja)$$

$$= 2389.6222 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times (1 + 0.68 \times 0.007238)$$

$$= 2401.3840 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$= 2401384.0 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

dimana,

$h'_{fg} = \text{kalor laten penguapan} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ atau } \frac{\text{J}}{\text{kg}}\right)$

$h_{fg} = \text{heat of vaporization} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

$Ja = \text{jacob number}$

Sehingga, didapat nilai kalor laten penguapan ( $h'_{fg}$ ) adalah

$$2401.3840 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2401384.0 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

g. Perhitungan koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $h_o$ ), setelah diiterasi.

Untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $h_o$ ) terlebih dahulu dicari nilai dari *nusselt number* ( $Nu_D$ ), dengan persamaan sebagai berikut

$$Nu_D = \frac{h_o D_o}{k_f} = C \left[ \frac{g \times \rho_f \times (\rho_f - \rho_g) \times h'_{fg} \times D_o^3}{\mu_f \times k_f \times (T_{\text{sat}} - T_s)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

dimana,

$Nu_D = \text{nusselt number}$

$h_o$  = koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$D_o$  = diameter luar *tube* (m)

$k_f$  = Thermal conductivity ( $\frac{W}{m.K}$ )

$C$  = the constant for vertical tubes = 0.729

$g$  = acceleration due to gravity ( $\frac{m}{s^2}$ )

$\rho_f$  = density fluida ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$\rho_g$  = density gases ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$h'_{fg}$  = kalor latrn penguapan ( $\frac{J}{kg}$ )

$D_o$  = Diameter luar *tube* (m)

$\mu_f$  = Absolute viscosity ( $\frac{N.s}{m^2}$ )

$k_f$  = thermal conductivity ( $\frac{W}{m.K}$ )

$T_{sat}$  = saturation temperature ( $^{\circ}C$ )

$T_s$  = surface temperature ( $^{\circ}C$ )

Sehingga,

$$\begin{aligned} Nu_D &= C \left[ \frac{g \times \rho_f \times (\rho_f - \rho_g) \times h'_{fg} \times D_o^3}{\mu_f \times k_f \times (T_{sat} - T_s)} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 0.729 \left[ \frac{9.8 \frac{m}{s^2} \times 991.4733 \frac{kg}{m^3} \times (991.4733 \frac{kg}{m^3} - 0.0549 \frac{kg}{m^3}) \times 2401384.0 \frac{J}{kg} \times 0.025 m^3}{(640.6051 \times 10^{-6} \frac{N.s}{m^2}) \times (633.0995 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}) \times (316.31922 K - 312.18 K)} \right]^{\frac{1}{4}} \\ &= 496.7118 \end{aligned}$$

dimana,

$C$  = the constant for vertical tubes = 0.729

$g$  = acceleration due to gravity ( $\frac{m}{s^2}$ )

$\rho_f$  = density fluida ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$\rho_g$  = density gases ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$h'_{fg}$  = kalor laten penguapan ( $\frac{J}{kg}$ )

$D_o$  = Diameter luar *tube* (m)

$\mu_f$  = Absolute viscosity ( $\frac{N.s}{m^2}$ )

$k_f = \text{thermal conductivity } \left(\frac{W}{m.K}\right)$

$T_{sat} = \text{saturation temperature } (^{\circ}C)$

$T_s = \text{surface temperature } (^{\circ}C)$

sehingga, harga *nusselt number* ( $Nu_D$ ) adalah 496.7118

dengan harga *nusselt number* ( $Nu_D$ ) = 496.7118, maka akan didapatkan koefisien konveksi ( $h_o$ ) pada bagian *shell*,

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu_D \times k_f}{D_o} \\ &= \frac{496.7118 \times (633.0995 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K})}{0.025 \text{ m}} \\ &= 12578.7204 \frac{W}{m^2.K} \end{aligned}$$

dimana,

$Nu_D = \text{nusselt number}$

$h_o = \text{koefisien konveksi aliran diluar tube } \left(\frac{W}{m^2.K}\right)$

$D_o = \text{diameter luar tube (m)}$

$k_f = \text{Thermal conductivity } \left(\frac{W}{m.K}\right)$

sehingga, harga koefisien konveksi pada bagian *shell* adalah

$$12578.7204 \frac{W}{m^2.K}$$

- Untuk mengetahui jumlah *tube* secara *horizontal* ke bawah, maka nilai  $N_L$  diketahui dari *condensor's design spesification* yaitu 153 buah.

- Untuk mengetahui koefisien rata-rata dari semua *tube* secara *horizontal* kebawah, maka nilai  $N = 153$  buah, dengan persamaan sebagai berikut

$$\begin{aligned} h_o N &= h_o \times N^n \\ &= 12578.7204 \frac{W}{m^2.K} \times 153^{-\frac{1}{6}} \\ &= 5439.0271 \frac{W}{m^2.K} \end{aligned}$$

dimana,

$h_o N$  = koefisien konveksi rata-rata dari semua tube secara horizontal dibawah ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$h_o$  = koefisien konveksi aliran diluar tube ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$N$  = Jumlah tube

$n$  = nilai empiris yang diunakan untuk menentukan ketebalan lapisan film dari tube =  $-\frac{1}{6}$

sehingga, didapat koefisien rata-rata dari semua tube secara horizontal dibawah adalah  $5439.0271 \frac{W}{m^2.K}$

h. Pengecekan asumsi *surface temperature* ( $T_s$ ), setelah diiterasi.

Dari harga *surface temperature* ( $T_s$ ) yaitu  $39.18^\circ C$ , maka temperatur dinding tube dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$\begin{aligned} T_s &= T_{mean} + \frac{h_o}{h_i \frac{D_i}{D_o} + h_o} \times (T_{sat} - T_{mean}) \\ &= 312.1815^\circ K + \frac{5439.0271 \frac{W}{m^2.K}}{8957358.211 \frac{W}{m^2.K} \times \frac{0.02375m}{0.025m} + 5439.0271 \frac{W}{m^2.K}} \times \\ &\quad (316.3192^\circ K - 312.1815^\circ K) \\ &= 312.1841^\circ K \\ &= 39.1841^\circ C \end{aligned}$$

dimana,

$T_s$  = *surface temperature* ( $^\circ K$  atau  $^\circ C$ )

$T_{mean}$  = temperatur rata-rata ( $^\circ C$ )

$h_o$  = koefisien konveksi aliran diluar tube ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$h_i$  = koefisien konveksi aliran didalam tube ( $\frac{W}{m^2.K}$ )

$D_i$  = diameter dalam tube (m)

$D_o$  = diameter luar tube (m)

$T_{sat}$  = *saturation temperature* ( $^\circ C$ )

$T_s$  = *surface temperature* ( $^\circ C$ )

sehingga, nilai temperatur dinding pipa didapat  $39.1841^\circ C$  dikarenakan, selisih dari harga temperatur dinding pipa asumsi dengan harga temperatur dinding pipa setelah diiterasi adalah  $0.0041^\circ C$ , maka asumsi mendekati benar.



#### 4.1.3 Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient

Untuk menghitung U (koefisien perpindahan panas keseluruhan), mempunyai ketentuan sebagai berikut,

- Menentukan harga K (*thermal conductivity*) didapat dari tabel *thermal conductivities of alloys at ambient and elevated temperature* dari buku *Thermophysical Properties of Matter Volume 1: Thermal Conductivity: Metallic Elements and Alloys* karangan Touloukian S. Y. dengan bahan *aluminium brass* untuk temperatur 310.80695208 °K, yaitu  $114.3175295 \frac{W}{m.K}$
- Dari tabel 11.1 *Representative fouling factors table*, dari 7<sup>th</sup> edition *Fundamentals of Heat and Mass Transfer by Frank P. Incropera – David P. Dewwit*, didapat untuk *steam (nonoil bearing)*  $R''_{f,o} = 0.0001 \frac{m^2.K}{W}$
- Dari tabel 11.1 *Representative fouling factors table*, dari 7<sup>th</sup> edition *Fundamentals of Heat and Mass Transfer by Frank P. Incropera – David P. Dewwit*, didapat untuk *sea water and treated boiler feed water (below 50 °C)*  $R''_{f,i} = 0.0001 \frac{m^2.K}{W}$

jadi, persamaan untuk koefisien perpindahan panas keseluruhan, yaitu

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R''_{f,o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) R''_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{12578.7204 \frac{W}{m^2.K}} + 0.0001 \frac{m^2.K}{W} + \frac{0.0125 m}{114.3175295 \frac{W}{m.K}} + \ln\left(\frac{0.0125 m}{0.011875 m}\right) + \left(\frac{0.0125 m}{0.011875 m}\right) 0.0001 \frac{m^2.K}{W} + \left(\frac{0.0125 m}{0.011875 m}\right) \frac{1}{4056.6827 \frac{W}{m^2.K}}}$$

$$= 1185.2598 \frac{W}{m^2.K}$$

dimana,

U = overall heat transfer coefficient  $\left(\frac{W}{m^2.K}\right)$

$h_o$  = koefisien konveksi di luar tube  $\left(\frac{W}{m^2.K}\right)$

$R''_{f,o} = \text{fouling factors untuk steam (nonoil bearing)}$   
 $\left(\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}\right)$

$r_o = \text{jari-jari dalam tube (m)}$

$K = \text{thermal conductivity}$

$r_i = \text{jari-jari dalam tube (m)}$

$R''_{f,i} = \text{fouling factors untuk sea water and treated boiler feed water (below 50 °C)}$   
 $\left(\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}\right)$

$h_i = \text{koefisien konveksi di dalam tube}$   
 $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)$

Sehingga, hasil dari perhitungan koefisien konveksi perpindahan panas keseluruhan adalah  $1185.2598 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$

#### 4.1.4 Perhitungan dengan Metode Log Mean Temperature Different (LMTD)

$$\begin{aligned}\Delta T_{lm} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \\ &= \frac{(Th_i - Tc_o) - (Th_o - Tc_i)}{\ln \frac{(Th_i - Tc_o)}{(Th_o - Tc_i)}} \\ &= \frac{(47.1573 \text{ } ^\circ\text{C} - 44.5963 \text{ } ^\circ\text{C}) - (45.7896 \text{ } ^\circ\text{C} - 33.7667 \text{ } ^\circ\text{C})}{\ln \frac{(47.1573 \text{ } ^\circ\text{C} - 44.5963 \text{ } ^\circ\text{C})}{(45.7896 \text{ } ^\circ\text{C} - 33.7667 \text{ } ^\circ\text{C})}} \\ &= 6.1186 \text{ } ^\circ\text{K}\end{aligned}$$

dimana,

$\Delta T_{LM} = \text{perbedaan temperatur rata-rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)}$

$\Delta T_1 = Th_i - Tc_o$

$\Delta T_2 = Th_o - Tc_i$

Keterangan:

$T_{h,i}$  adalah temperatur fluida panas *inlet* ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{c,o}$  adalah temperatur fluida dingin *outlet* ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{h,o}$  adalah temperatur fluida panas *inlet* ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{c,i}$  adalah temperatur fluida dingin *outlet* ( $^\circ\text{C}$ )

Sehingga, harga untuk perbedaan temperatur rata-rata antara fluida panas dan fluida dingin adalah  $6.1186 \text{ } ^\circ\text{K}$

Pada kondensor unit IV ini aliran pada *tube* silang atau *cross flow*, maka dari itu perlu dilakukan perumusan dengan menambahkan faktor koreksi (F), sehingga

$$\Delta T_{lm} = \Delta T_{lm,CF} \times F$$

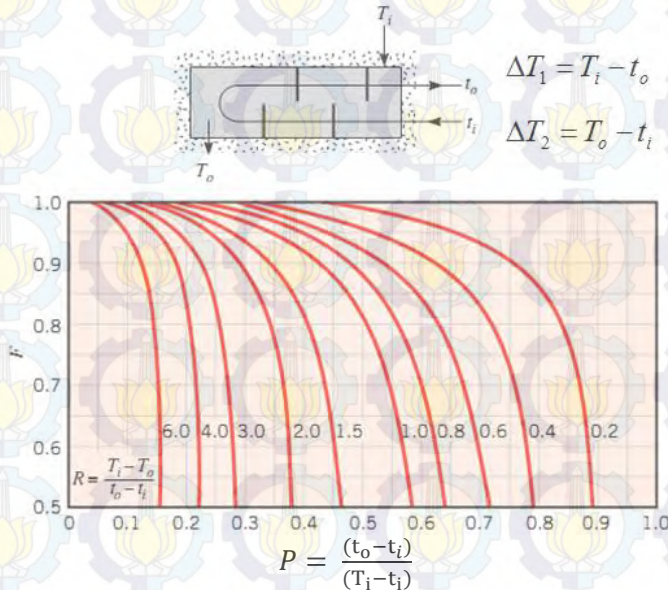
dimana,

$\Delta T_{lm}$  = perbedaan temperatur rata-rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)

$\Delta T_{lm,CF}$  = *log mean temperature different* untuk arah aliran berlawanan

F = faktor koreksi

Untuk faktor koreksi (F) dicari melalui gambar faktor koreksi LMTD untuk *shell and tube* dengan dua *shell* dan empat laluan



Gambar 4.1 faktor koreksi LMTD untuk *shell and tube* dengan satu *shell* dan dua laluan *tube* (Referensi 2, Halaman 609-610)  
Untuk mencari faktor koreksi (F), dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut,

$$\begin{aligned} R &= \frac{(Th_i - Th_o)}{(Tc_o - Tc_i)} \\ &= \frac{(47.1573^\circ\text{C} - 45.7896^\circ\text{C})}{(44.5963^\circ\text{C} - 33.7667^\circ\text{C})} \\ &= 0.1262 \end{aligned}$$

dimana,

R = 0.1262, terjadi perubahan fase dalam *shell*



$T_{h,i}$  = temperatur fluida panas *inlet* (°C)

$T_{c,o}$  = temperatur fluida dingin *outlet* (°C)

$T_{h,o}$  = temperatur fluida panas *inlet* (°C)

$T_{c,i}$  = temperatur fluida dingin *outlet* (°C)

$$\begin{aligned} P &= \frac{(T_{c,o} - T_{c,i})}{(T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{(44.5963^\circ\text{C} - 33.7667^\circ\text{C})}{(47.1573^\circ\text{C} - 33.7667^\circ\text{C})} \\ &= 0.8087 \end{aligned}$$

dimana,

$$P = 0.8087$$

$T_{c,o}$  = temperatur fluida dingin *outlet* (°C)

$T_{c,i}$  = temperatur fluida dingin *outlet* (°C)

$T_{h,i}$  = temperatur fluida panas *inlet* (°C)

Dari gambar 4.1 faktor koreksi LMTD untuk *shell and tube* dengan dua *shell* dan empat laluan *tube* dapat dilihat apabila  $R = 0.1262$  dan  $P = 0.8087$  maka akan didapatkan  $F = 1$ , sehingga

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm} &= \Delta T_{lm,CF} \times F \\ &= 6.1186^\circ\text{K} \times 1 \\ &= 6.1186^\circ\text{K} \end{aligned}$$

dimana,

$\Delta T_{lm}$  = perbedaan temperatur rata-rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)

$\Delta T_{lm,CF}$  = *log mean temperature different* untuk arah aliran berlawanan

$F$  = faktor koreksi

Jadi , perbedaan temperatur untuk aliran pada *tube* silang atau *cross flow* adalah  $6.1186^\circ\text{K}$

#### 4.1.5 Perhitungan Laju Perpindahan Panas

Untuk menghitung laju perpindahan panas menggunakan persamaan sebagai berikut,

$$\begin{aligned} q &= U \times A \times \Delta T_{lm} \\ &= U \times (\pi \times D_o \times N \times L) \times \Delta T_{lm} \\ &= 1185.2598 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 2 \times (\pi \times 0.025\text{m} \times 15136 \times 8.909\text{m}) \times 6.1186^\circ\text{K} \\ &= 153600126.4 \text{ W} \\ &= 153.6001264 \text{ MW} \end{aligned}$$



dimana,

$q$  = laju perpindahan panas (MW)

$U$  = overall heat transfer coefficient  $\left(\frac{W}{m^2K}\right)$

$\Delta T_{lm}$  = perbedaan temperatur rata-rata antara fluida panas dan fluida dingin (K)

sehingga, laju perpindahan panas yang didapat senilai 153.6001264 MW

## 4.2 Perhitungan dengan Metode *Number of Transfer Unit (NTU) – Effectiveness*

### 4.2.1 Perhitungan *Heat Capacity*

Terlebih dahulu menghitung *heat capacity cold* ( $C_c$ ) dan *heat capacity hot* ( $C_h$ ), dengan persamaan berikut

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \times C_{p,f} \\ &= 5372.716431 \frac{kg}{s} \times 4.17843 \frac{kJ}{kg.K} \\ &= 22449.51952 \frac{kJ}{s.K} \rightarrow (C_{max}) \end{aligned}$$

Untuk mencari laju aliran *steam* ( $\dot{m}_h$ ), didapat dari perhitungan kalor dari *low pressure exhaust steam (turbine-end)*, sebagai berikut

$$\begin{aligned} Q_{hot} &= Q_{cold} \\ \dot{m}_h \times h_{f,g} &= \dot{m}_c \times C \times \Delta T \\ \frac{kJ}{kg} &= \frac{kJ}{kg.K} \times K \\ \dot{m}_h &= \frac{\dot{m}_c \times C_{p,f} \times \Delta T}{h_{f,g}} \\ &= \frac{\dot{m}_c \times C_{p,f} \times T_{co} - T_{ci}}{h_{f,g}} \\ &= \frac{5372.716431 \frac{kg}{s} \times 4.17843 \frac{kJ}{kg.K} \times (44.5963 ^\circ C - 33.7667 ^\circ C)}{2389.6222 \frac{kJ}{kg}} \\ &= \frac{5372.716431 \frac{kg}{s} \times 4.17843 \frac{kJ}{kg.K} \times (317.5963 K - 306.7667 K)}{2389.6222 \frac{kJ}{kg}} \\ &= 101.7396 \frac{kg}{s} \\ C_h &= \dot{m}_h \times C_{p,g} \\ &= 101.7396 \frac{kg}{s} \times 1.8952 \frac{kJ}{kg.K} \end{aligned}$$

$$= 192.8169 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}} \rightarrow (C_{\min})$$

dimana,

$C_c = \text{heat capacity cold } (\frac{\text{kJ}}{\text{s.K}})$

$\dot{m}_c = \text{Laju aliran massa air laut } (\frac{\text{kg}}{\text{s}})$

$C_{p,f} = \text{specific heat } (\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}})$

$C_h = \text{heat capacity hot } (\frac{\text{kJ}}{\text{s.K}})$

$\dot{m}_h = \text{Laju aliran massa steam } (\frac{\text{kg}}{\text{s}})$

$C_{p,g} = \text{specific heat } (\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}})$

$$\begin{aligned} Cr &= \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \\ &= \frac{C_c}{C_h} \\ &= \frac{192.8169 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}}{22449.51952 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}} \\ &= 0.008588 \end{aligned}$$

dimana,

$Cr = \text{specific heat ratio}$

$C_{\min} = C_h = \text{heat capacity hot } (\frac{\text{kJ}}{\text{s.K}})$

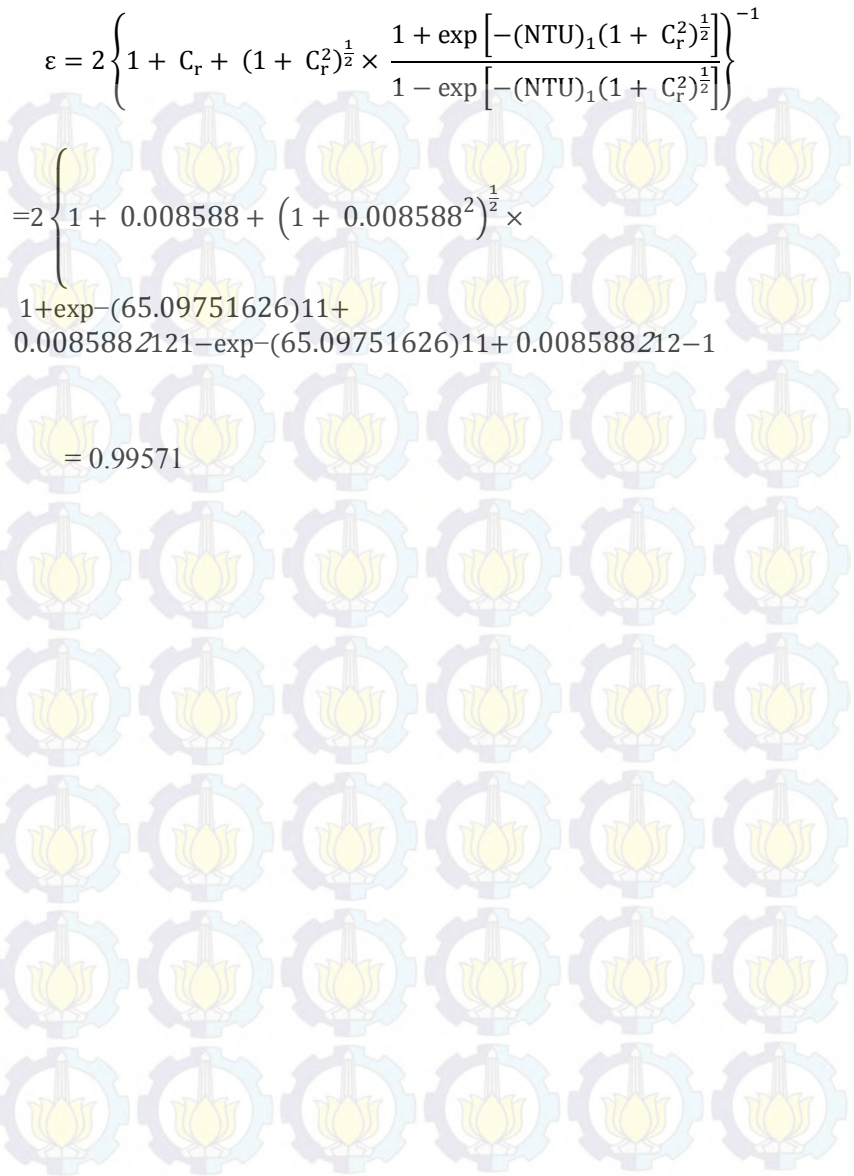
$C_{\max} = C_c = \text{heat capacity cold } (\frac{\text{kJ}}{\text{s.K}})$

sehingga, *specific heat ratio* yang didapat adalah 0.008588

#### 4.2.2 Perhitungan Effectiveness - NTU

Untuk kondensor tipe *shell and tube* dengan *two shell and four passes* menggunakan persamaan *effectiveness-NTU* pada *shell and tube with flow arrangement 1 shell and 2 tube passes* sebagai berikut,

$$\begin{aligned} NTU &= \frac{UA}{C_{\min}} \\ &= \frac{1185.2598 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times (\pi \times 0.025\text{m} \times 15136 \times 8.909\text{m})}{192816.9 \frac{\text{J}}{\text{s.K}}} \\ &= 65.09751626 \end{aligned}$$



$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp \left[ -(NTU)_1 (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[ -(NTU)_1 (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}^{-1}$$

$$= 2 \left\{ 1 + 0.008588 + (1 + 0.008588^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp \left[ -(65.09751626) 11 + 0.008588 2121 - \exp \left[ -(65.09751626) 11 + 0.008588 2121 - 1 \right]}{0.008588 2121 - \exp \left[ -(65.09751626) 11 + 0.008588 2121 - 1 \right]} \right\}^{-1}$$

$$= 0.99571$$

Dengan perhitungan yang sama, digunakan untuk menghitung data aktual di kondensor pada tanggal 10 Juni 2014 pukul 03:00 WIB sampai tanggal 11 Juni 2014 pukul 08:00 WIB. Dikarenakan data yang diambil merupakan *sampling* data per hari pada saat dilakukan *performance test* yang mewakili kondisi kevakuman di kondensor. Berikut adalah tabel data performa kondensor PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik pada tanggal 9 Juni 2014 pukul 09:00 WIB sampai tanggal 10 Juni 2014 pukul 02:00 WIB.

Tabel 4.3 Performa Kondensor PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik Pada Tanggal 9 Juni 2014 Pukul 09:00 WIB Sampai Tanggal 10 Juni 2014 Pukul 02:00 WIB

Tekanan Vakum Kondensor	Laju Perpindahan Panas Aktual	<i>Effectiveness</i> ( $\epsilon$ )
Bar	MW	
0.107647	153.6001264	0.99571

Data performa kondensor PLTU unit IV PT.PJB UP Gresik pada tanggal 10 Juni 2014 pukul 03:00 WIB sampai tanggal 11 Juni 2014 pukul 08:00 WIB

Tabel 4.4 Performa Kondensor PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik Pada Tanggal 10 Juni 2014 Pukul 03:00 WIB Sampai Tanggal 11 Juni 2014 Pukul 08:00 WIB

Tekanan Vakum Kondensor	Laju Perpindahan Panas Aktual	<i>Effectiveness</i> ( $\epsilon$ )
Bar	MW	
0.090806	131.9188202	0.99661



Data performa berdasarkan *specification design*

Tabel 4.5 Performa Kondensor PLTU Unit IV PT. PJB UP Gresik berdasarkan *specification design*

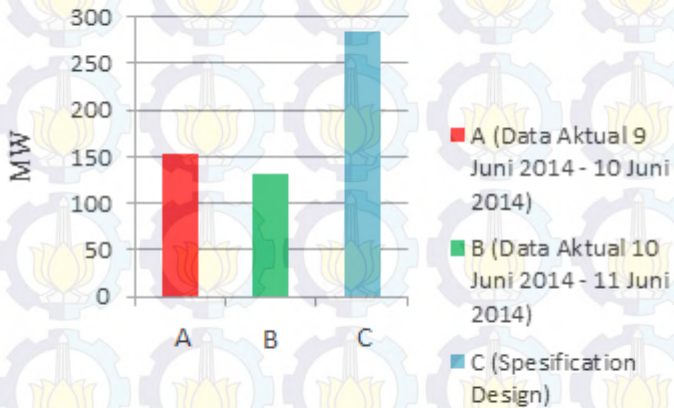
Tekanan Vakum Kondensor	Laju Perpindahan Panas	<i>Effectiveness</i> ( $\epsilon$ )
Bar	MW	
0.092659	284.3589	0.99795

Tabel 4.3, 4.4, 4.5 menunjukkan bahwa perubahan tingkat kevakuman kondensor mempengaruhi laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor. Tingkat kevakuman yang lebih rendah, membuat laju perpindahan panasnya juga berkurang. Pada tabel 4.3 dapat dilihat bahwa pada kevakuman kondensor sebesar 0.107647 bar, menghasilkan laju perpindahan panas sebesar 153.6001264 MW. Kemudian pada tabel 4.4 berkurang lagi pada kevakuman kondensor sebesar 0.090806 bar menghasilkan laju perpindahan panas 131.9188202 MW. Dapat ditarik kesimpulan bahwa, keadaan vakum kondensor yang semakin rendah, membuat laju perpindahan panas semakin berkurang.

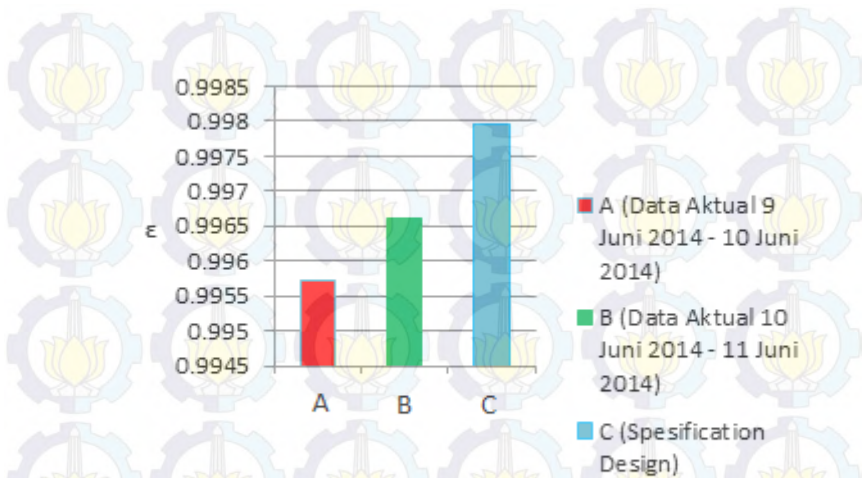
Laju perpindahan panas juga dipengaruhi oleh laju aliran massa *steam*, semakin banyak laju aliran massa *steam* maka akan semakin banyak juga air laut (*sea water*) yang dibutuhkan untuk melepas panas. Apabila vakum kondensor kecil maka laju perpindahan panas juga semakin kecil, oleh karena itu vakum kondensor selalu dijaga agar tetap rendah, pada tabel 4.4 diketahui tekanan vakum kondensor yang bagus adalah 0.090806 bar, karena pada tekanan tersebut laju perpindahan panas paling rendah 131.9188202 MW.

Sementara pada tingkat kevakuman kondensor 0.107647 bar (tabel 4.3) memiliki nilai efektifitas yang lebih rendah dari data aktual pada tanggal 10 Juni 2014 pukul 03:00 WIB sampai tanggal 11 Juni 2014 pukul 08:00 WIB, yaitu sebesar 0.99571 %. Pada kondisi kevakuman ini memiliki laju aliran massa *steam* yaitu  $553.7102627 \frac{t}{h}$ . Dari tabel 4.5, 4.4, 4.3 terlihat selisih

effektifitas kondensor aktual yang tidak terlalu signifikan terhadap kondisi spesifikasinya. Walaupun kondensor telah beroperasi selama 25 tahun, namun efektifitas tidak berkurang terlalu besar. Dengan begitu, kevakuman dari kondenso pada PLTU unit IV masih sesuai standar. Berikut ini adalah grafik laju perpindahan panas dan efektifitas dengan data aktual dan spesifikasi kondensor pada tanggal 9 Juni 2014 pukul 09:00 WIB sampai tanggal 11 Juni 2014 pukul 08:00 WIB.



Gambar 4.2 Grafik Laju Perpindahan Aktual dan Spesifikasi



Gambar 4.3 Grafik Effektivitas Aktual dan Spesifikasi

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan, didapatkan data dari laju perpindahan panas dan efektifitas yang cukup sesuai. Hal ini menunjukkan bahwa keadaan kondensor cukup baik, karena *steam* dapat dengan mudah menuju kondensor, sehingga laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor mampu mengkondensasi *steam* menjadi cair.

Dari hasil analisis perhitungan, ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Perhitungan data aktual yang didapat dari rata-rata data tingkat kevakuman kondensor pada tanggal 9 Juni 2014 pukul 09:00 WIB sampai tanggal 10 Juni 2014 pukul 02:00 WIB dan 10 Juni 2014 pukul 03:00 WIB sampai tanggal 11 Juni 2014 pukul 08:00 WIB, diketahui bahwa kevakuman kondensor yang paling optimal yaitu senilai 0.09086 bar. Hal ini dikarenakan laju perpindahan panasnya yang rendah yaitu 131.9188202 MW dan memiliki laju aliran *steam* yang kecil pula, yaitu 417.6360779 ton/jam. Sehingga efektifitas kondensor mencapai 0.99661.
2. Laju perpindahan panas pada kondensor dipengaruhi oleh kondisi kevakuman kondensor. Dari perhitungan data aktual kondensor, diketahui bahwa semakin tinggi kevakuman kondensor, maka laju perpindahan panas semakin meningkat.
3. Selisih antara efektifitas kondensor aktual dengan *specification design* yang kecil, menunjukkan bahwa kondensor PLTU unit IV masih dalam keadaan normal.



## 5.2 Saran

Pada perhitungan laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor PLTU unit IV ini belum begitu sempurna. Ini dikarenakan beberapa parameter yang tidak diikuti dalam perhitungan, seperti *pressure drop*, *plugging factor*, dan beberapa zona yang terdapat di kondensor. Selain itu keterbatasan data yang diperoleh dari pengoperasian kondensor di PLTU unit IV, sehingga membuat data yang dianalisis menggunakan data aktual, menggunakan asumsi-asumsi tertentu dan beberapa menggunakan data spesifikasi, seperti pada laju aliran massa pada sisi air pendingin, kapasitas aliran air pendingin, faktor koreksi yang mempengaruhi laju perpindahan panas, dan jumlah total sebenarnya dari *tube*, dan lain-lain. Sehingga menyebabkan ketidakakuratan data.

Semoga pada analisis kondensor PLTU unit IV selanjutnya mampu memberikan hasil yang lebih akurat. Selain itu, semoga tugas akhir ini mampu menjadi referensi kepada peneliti lain untuk menganalisis performa kondensor, serta memberikan manfaat bagi pihak PLTU unit IV PT. PJB UP Gresik untuk mengetahui kondisi kondensor dari waktu ke waktu selain dengan adanya pengambilan *sampling performance test* yang dilakukan dalam jangka waktu beberapa jam dan beberapa hari dalam satu bulan.

## Lampiran 1

**Tabel Konversi Satuan**

<i>Parameter</i>	<i>English Unit</i>	<i>Metric Unit</i>
Area	1 in <sup>2</sup>	6.452 cm <sup>2</sup>
	1 ft <sup>2</sup>	0.0929 m <sup>2</sup>
Density	1 slug/ft <sup>3</sup>	515 kg/m <sup>3</sup>
Energy	1 ft · lb	1.356 J
Flow-rate	1 ft <sup>3</sup> /s	0.0284 m <sup>3</sup> /s
	1 gpm	0.06309 Lps
Force	1 lb	4.448 N
Length	1 ft	0.3048 m
	1 in	2.540 cm
Mass	1 slug	14.59 kg
Power	1 ft · lb/s	1.356 W
	1 hp	745.7 W
	1 Btu/min	0.0176 kW
	1 psi	6895 Pa
Pressure	1 psi	0.06895 bars
	1 standard atmosphere (14.7 psia)	101.3 kPa abs
Specific weight	1 lb/ft <sup>3</sup>	157 N/m <sup>3</sup>
Velocity	1 ft/s	0.3048 m/s
Viscosity (absolute)	1 lb · s/ft <sup>2</sup>	47.88 Pa · s
<i>Parameter</i>	<i>English Unit</i>	<i>Metric Unit</i>
Viscosity (kinematic)	1 ft <sup>2</sup> /s	0.0929 m <sup>2</sup> /s
Volume	1 in <sup>3</sup>	16.39 cm <sup>3</sup>
	1 gal	3.785 L
<i>Parameter</i>	<i>First English Unit</i>	<i>Second English Unit</i>
Energy	1 Btu	778 ft · lb
Flow-rate	1 ft <sup>3</sup> /s	449 gpm
	1 hp	550 ft · lb/s
Power	1 hp	42.4 Btu/min
Velocity (angular)	1 rpm	0.1047 rad/s
Volume	1 gal	231 in <sup>3</sup>
	1 gal	0.135 ft <sup>3</sup>

<i>Parameter</i>	<i>First Metric Unit</i>	<i>Second Metric Unit</i>
Force	1 N	$10^5$ dyn
Pressure	1 bar	$10^5$ Pa
Velocity (ang.)	1 rpm	0.1047 rad/s
Viscosity (abs.)	$1 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$	10 poise
	1 poise	$1 \text{ dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$
Viscosity (kin.)	$1 \text{ m}^2/\text{s}$	10,000 stokes
	1 stoke	$1 \text{ cm}^2/\text{s}$
Volume	$1 \text{ m}^3$	1000 L
	$1 \text{ cm}^3$	0.001 L

*Temperature Conversions*

$$T(^{\circ}\text{F}) = 1.8 T(^{\circ}\text{C}) + 32 \quad T(^{\circ}\text{C}) = \frac{T(^{\circ}\text{F}) - 32}{1.8}$$

$$T(^{\circ}\text{R}) = 1.8 T(\text{K}) \quad T(\text{K}) = \frac{T(^{\circ}\text{R})}{1.8}$$

$$T(^{\circ}\text{R}) = T(^{\circ}\text{F}) + 460 \quad T(\text{K}) = T(^{\circ}\text{C}) + 273$$

#### SI Units and Prefixes\*

SI Units	Quantity	Unit	SI Symbol	Formula
SI base units:	Length	meter	m	—
	Mass	kilogram	kg	—
	Time	second	s	—
	Temperature	kelvin	K	—
SI supplementary unit:	Plane angle	radian	rad	—
SI derived units:	Energy	joule	J	$\text{N} \cdot \text{m}$
	Force	newton	N	$\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2$
	Power	watt	W	J/s
	Pressure	pascal	Pa	$\text{N}/\text{m}^2$
	Work	joule	J	$\text{N} \cdot \text{m}$

---

**Useful Conversion Factors:**

Length:	1 ft = 0.3048 m 1 in. = 25.4 mm	Power:	1 hp = 745.7 W 1 ft · lb/s = 1.356 W
Mass:	1 lbm = 0.4536 kg 1 slug = 14.59 kg		1 Btu/hr = 0.2931 W
Force:	1 lbf = 4.448 N 1 kgf = 9.807 N	Area	1 ft <sup>2</sup> = 0.0929 m <sup>2</sup> 1 acre = 4047 m <sup>2</sup>
Velocity:	1 ft/s = 0.3048 m/s 1 ft/s = 15/22 mph 1 mph = 0.447 m/s	Volume:	1 ft <sup>3</sup> = 0.02832 m <sup>3</sup> 1 gal (US) = 0.003785 m <sup>3</sup> 1 gal (US) = 3.785 L
Pressure:	1 psi = 6.895 kPa 1 lbf/ft <sup>2</sup> = 47.88 Pa 1 atm = 101.3 kPa 1 atm = 14.7 psi 1 in. Hg = 3.386 kPa 1 mm Hg = 133.3 Pa	Volume flow rate:	1 ft <sup>3</sup> /s = 0.02832 m <sup>3</sup> /s 1 gpm = $6.309 \times 10^{-5}$ m <sup>3</sup> /s
		Viscosity (dynamic)	1 lbf · s/ft <sup>2</sup> = 47.88 N · s/m <sup>2</sup> 1 g/(cm · s) = 0.1 N · s/m <sup>2</sup>
Energy:	1 Btu = 1.055 kJ 1 ft · lbf = 1.356 J 1 cal = 4.187 J	Viscosity (kinematic)	1 Poise = 0.1 N · s/m <sup>2</sup> 1 ft <sup>2</sup> /s = 0.0929 m <sup>2</sup> /s 1 Stoke = 0.0001 m <sup>2</sup> /s

---

Lampiran 2

TABLE A.1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids<sup>a</sup>

Composition	Melting Point (K)	Properties at Various Temperatures (K)													
		Properties at 300 K				$k$ (W/m·K)/ $c_p$ (J/kg·K)									
		$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (J/kg·K)	$k$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aluminum															
Pure	933	2702	903	237	97.1	302	237	240	231	218					
						482	798	949	1033	1146					
Alloy 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2770	875	177	73.0	65	163	186	186						
						473	787	925	1042						
Alloy 195, Cast (4.5% Cu)		2790	883	168	68.2			174	185						
								—	—						
Beryllium	1550	1850	1825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8	78.7			
						203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519		
Bismuth	545	9780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04							
						112	120	127							
Boron	2573	2500	1107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85				
						128	600	1463	1892	2160	2338				
Cadmium	594	8650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7							
						198	222	242							
Chromium	2118	7160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4	61.9	57.2	49.4	
						192	384	484	542	581	616	682	779	937	
Cobalt	1769	8862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1	49.3	42.5		
						236	379	450	503	550	628	733	674		
Copper															
Pure	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339			
						252	356	397	417	433	451	480			
Commercial bronze (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14		42	52	59						
							785	460	545						
Phosphor gear bronze (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17		41	65	74						
							—	—	—						
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75	95	137	149						
							360	395	425						
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6.71	17	19								
						237	362								
Germanium	1211	5360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4			
						190	290	337	348	357	375	395			

## Lampiran 3

**TABLE A.6** Thermophysical Properties of Saturated Water<sup>a</sup>

Temperature, $T$ (K)	Pressure, $p$ (bars) <sup>b</sup>	Specific Volume (m <sup>3</sup> /kg)		Heat of Vapor- ization, $h_{fg}$ (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg·K)		Viscosity (N·s/m <sup>2</sup> )		Thermal Conductivity (W/m·K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coeffi- cient, $\beta_f \cdot 10^4$ (K <sup>-1</sup> )	Temperature, $T$ (K)
		$v_f \cdot 10^3$	$v_g$		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	$Pr_f$	$Pr_g$			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	~68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	~32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2		430

## Lampiran 4

**TABLE 11.1** Representative Fouling Factors [1]

Fluid	$R_f''$ (m <sup>2</sup> · K/W)
Seawater and treated boiler feedwater (below 50°C)	0.0001
Seawater and treated boiler feedwater (above 50°C)	0.0002
River water (below 50°C)	0.0002–0.001
Fuel oil	0.0009
Refrigerating liquids	0.0002
Steam (nonoil bearing)	0.0001

## Lampiran 5

**TABLE 11.3** Heat Exchanger Effectiveness Relations [5]

Flow Arrangement	Relation
<b>Parallel flow</b>	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (11.28a)$
<b>Counterflow</b>	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$ $\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (C_r = 1) \quad (11.29a)$
<b>Shell-and-tube</b>	
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1} \quad (11.30a)$
$n$ shell passes (2n, 4n, . . . tube passes)	$\varepsilon = \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1} \quad (11.31a)$
<b>Cross-flow (single pass)</b>	
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right] \quad (11.32)$
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$\varepsilon = \left( \frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp[-C_r \{ 1 - \exp(-NTU) \}]) \quad (11.33a)$
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{ 1 - \exp[-C_r(NTU)] \}) \quad (11.34a)$
<b>All exchangers (<math>C_r = 0</math>)</b>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (11.35a)$

# Lampiran 6

TABLE 11.4 Heat Exchanger NTU Relations

Flow Arrangement	Relation
Parallel flow	$NTU = -\frac{\ln[1 - e(1 + C_r)]}{1 + C_r}$ (11.28b)
Counterflow	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{E - 1}{eC_r - 1}\right)$ ( $C_r < 1$ )
	$NTU = \frac{e}{1 - e}$ ( $C_r = 1$ ) (11.29b)
Shell-and-tube	
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$(NTU)_1 = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$ (11.30b)
	$E = \frac{2e_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$ (11.30c)
$n$ shell passes (2n, 4n, . . . tube passes)	Use Equations 11.30b and 11.30c with $e_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}$ $F = \left(\frac{eC_r - 1}{e - 1}\right)^{1/n}$ $NTU = n(NTU)_1$ (11.31b, c, d)
Cross-flow (single pass)	
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - eC_r)\right]$ (11.33b)
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - e) + 1]$ (11.34b)
All exchangers ( $C_r = 0$ )	$NTU = -\ln(1 - e)$ (11.35b)

# Lampiran 7

## Grafik NTU terhadap Effectiveness Heat Exchanger

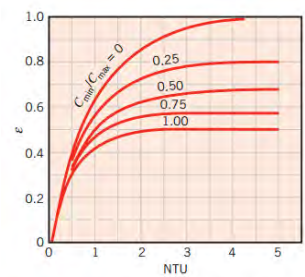


FIGURE 11.10 Effectiveness of a parallel-flow heat exchanger (Equation 11.28).

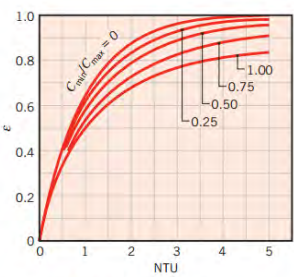
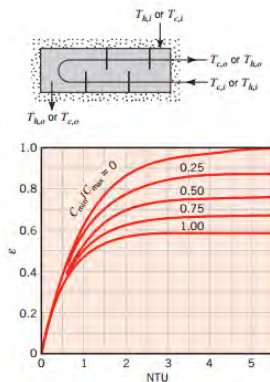
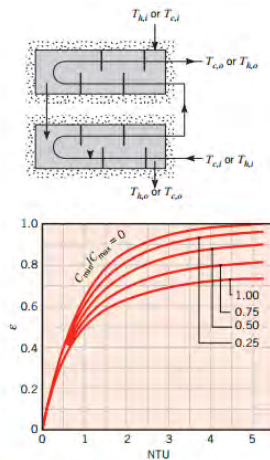


FIGURE 11.11 Effectiveness of a counterflow heat exchanger (Equation 11.29).

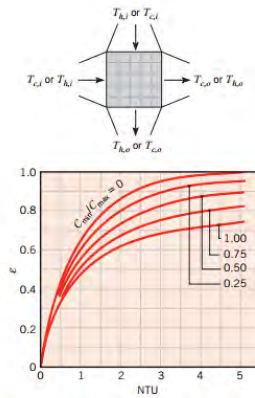




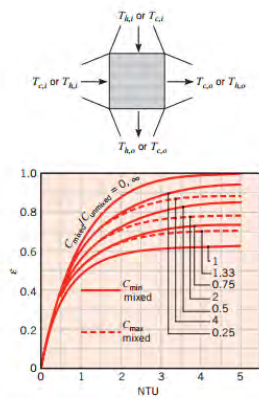
**FIGURE 11.12** Effectiveness of a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc. tube passes) (Equation 11.30).



**FIGURE 11.13** Effectiveness of a shell-and-tube heat exchanger with two shell passes and any multiple of four tube passes (four, eight, etc. tube passes) (Equation 11.31 with  $n = 2$ ).



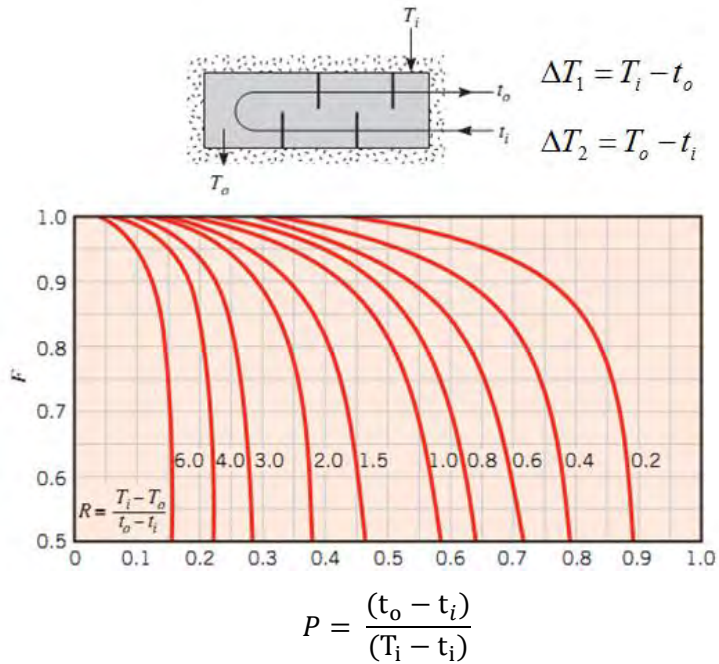
**FIGURE 11.14** Effectiveness of a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed (Equation 11.32).



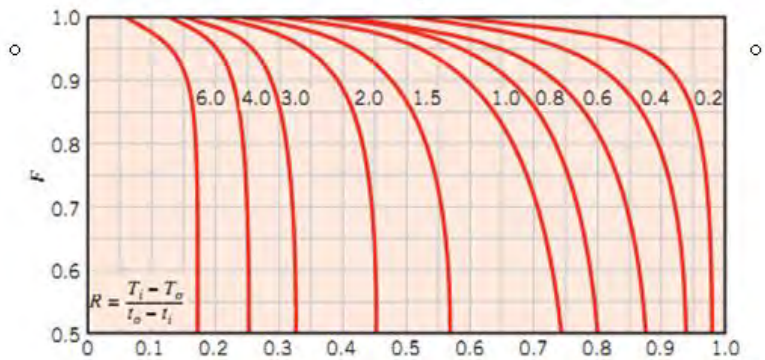
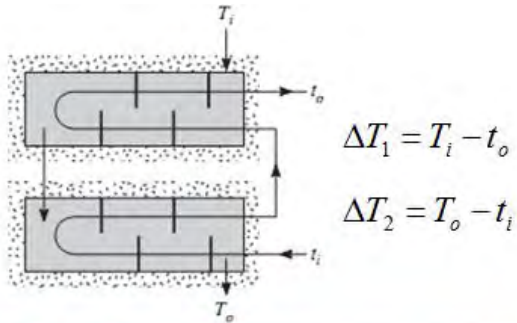
**FIGURE 11.15** Effectiveness of a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed (Equations 11.33, 11.34).

## Lampiran 8

Grafik Faktor Koreksi untuk Shell and Tube Heat Exchanger

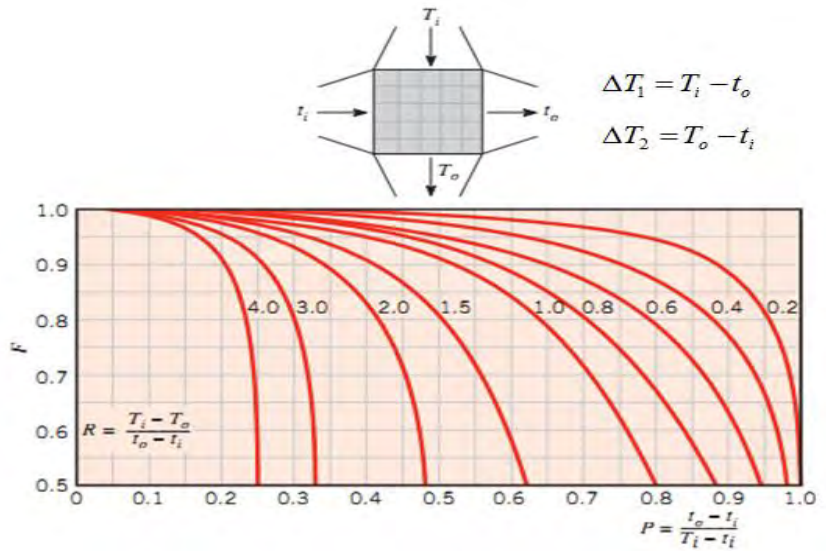


Faktor Koreksi LMTD Untuk Shell And Tube Dengan Satu Shell Dan Kelipatan 2 Lalan Tube

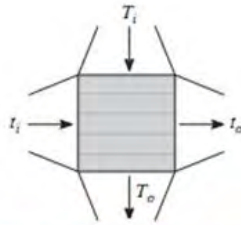


$$P = \frac{(t_o - t_i)}{(T_i - t_i)}$$

Faktor Koreksi LMTD Untuk Shell And Tube Dengan Dua Shell Dan Kelipatan 2 Laluan Tube

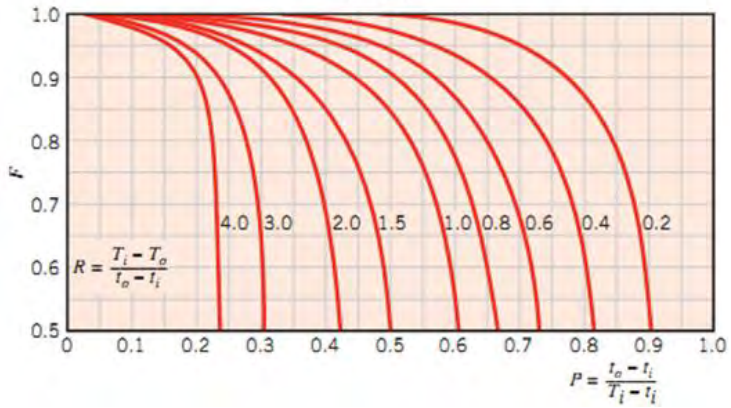


Faktor Koreksi LMTD Untuk HX Aliran Silang Dengan Kedua Fluida Tidak Bercampur



$$\Delta T_1 = T_i - t_o$$

$$\Delta T_2 = T_o - t_i$$



Faktor Koreksi LMTD Untuk HX Aliran Silang Dengan Satu Fluida Bercampur , yang Lain Tidak Bercampur

Thermal conductivities of alloys at ambient and elevated temperatures

Alloy	Composition / weight percent										Other	$\lambda$ / (W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ) at Temperature / K				
	Al	C	Cr	Cu	Fe	Mg	Mn	Ni	Si	W	Zn	273	373	573	773	1273
<b>Aluminium alloys</b>																
Aluminium	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	236	240	233	—	—
Alphas gamma	87	—	—	—	0.3	0.3	0.3	—	12	—	—	188	188	184	—	—
Lu-Ex	85	—	—	1	0.5	0.9	—	1	11.8	—	—	172	175	173	—	—
Y-alloy	92	—	—	3.8	0.4	1.3	—	1.8	0.4	—	—	180	188	194	—	—
R6 S9	93	—	—	2.3	1.2	1.5	—	1.2	0.9	—	—	168	176	186	—	—
R6 S7	89	—	—	2.2	0.3	2.5	0.5	—	0.3	—	5	161	171	178	—	—
<b>Copper alloys</b>																
Copper	—	—	—	100	—	—	—	—	—	—	—	403	395	381	—	354
Brass	—	—	—	70	—	—	—	—	—	30	—	106	128	146	—	—
Bronze	—	—	—	90	—	—	—	—	—	—	10 Sn	53	60	80	—	—
German Silver	—	—	—	62	—	—	—	15	—	22	—	23	29	45	—	—
Constantan	—	—	—	60	—	—	—	40	—	—	—	22	24	27	—	—
Manganin	—	—	—	84	—	—	12	4	—	—	—	21	26	—	—	—
<b>Nickel alloys</b>																
Nickel	—	—	—	—	—	—	—	100	—	—	—	94	83	67	—	71
Alumel	2	—	—	—	—	2	95	1	—	—	—	30	32	35	—	—
Monel	—	0.2	—	29.2	1.7	0.1	1.0	67.1	—	—	—	21	24	30	—	43
Chromel P	—	—	10	—	—	—	—	90	—	—	—	—	19	23	—	—
Nichrome	—	0.1	21	—	0.6	—	0.85	77.3	0.4	—	—	13	14	17	—	21
Inconel 600	—	0.1	16	0.3	8	—	0.5	74	0.4	—	—	14.6	15.8	19.1	22.1	25.7
Inconel X-750	0.8	0.04	15	0.05	6.8	—	0.7	73	0.3	—	2.5Ti, 0.8 Nb	11.3	13.0	16.5	20.1	23.6
Incoloy 800	0.4	0.05	21	0.5	—	—	1	33	0.7	—	0.4 Ti	11.3	12.8	16.4	19.4	22.8
Incoloy 802	—	0.3	21	0.5	—	—	1	33	0.4	—	—	11.3	13.1	16.2	19.2	22.1

Thermal conductivities of alloys at ambient and elevated temperatures

Alloy	Composition / weight percent										Other	$\lambda$ / (W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ) at Temperature / K				
	Al	C	Cr	Cu	Fe	Mg	Mn	Ni	Si	W	Zn	273	373	573	773	1273
<b>Aluminium alloys</b>																
Aluminium	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	236	240	233	—	—
Alphas gamma	87	—	—	—	0.3	0.3	0.3	—	12	—	—	188	188	184	—	—
Lu-Ex	85	—	—	1	0.5	0.9	—	1	11.8	—	—	172	175	173	—	—
Y-alloy	92	—	—	3.8	0.4	1.3	—	1.8	0.4	—	—	180	188	194	—	—
R6 S9	93	—	—	2.3	1.2	1.5	—	1.2	0.9	—	—	168	176	186	—	—
R6 S7	89	—	—	2.2	0.3	2.5	0.5	—	0.3	—	5	161	171	178	—	—
<b>Copper alloys</b>																
Copper	—	—	—	100	—	—	—	—	—	—	—	403	395	381	—	354
Brass	—	—	—	70	—	—	—	—	—	30	—	106	128	146	—	—
Bronze	—	—	—	90	—	—	—	—	—	—	10 Sn	53	60	80	—	—
German Silver	—	—	—	62	—	—	—	15	—	22	—	23	29	45	—	—
Constantan	—	—	—	60	—	—	—	40	—	—	—	22	24	27	—	—
Manganin	—	—	—	84	—	—	12	4	—	—	—	21	26	—	—	—
<b>Nickel alloys</b>																
Nickel	—	—	—	—	—	—	—	100	—	—	—	94	83	67	—	71
Alumel	2	—	—	—	—	2	95	1	—	—	—	30	32	35	—	—
Monel	—	0.2	—	29.2	1.7	0.1	1.0	67.1	—	—	—	21	24	30	—	43
Chromel P	—	—	10	—	—	—	—	90	—	—	—	—	19	23	—	—
Nichrome	—	0.1	21	—	0.6	—	0.85	77.3	0.4	—	—	13	14	17	—	21
Inconel 600	—	0.1	16	0.3	8	—	0.5	74	0.4	—	—	14.6	15.8	19.1	22.1	25.7
Inconel X-750	0.8	0.04	15	0.05	6.8	—	0.7	73	0.3	—	2.5Ti, 0.8 Nb	11.3	13.0	16.5	20.1	23.6
Incoloy 800	0.4	0.05	21	0.5	—	—	1	33	0.7	—	0.4 Ti	11.3	12.8	16.4	19.4	22.8
Incoloy 802	—	0.3	21	0.5	—	—	1	33	0.4	—	—	11.3	13.1	16.2	19.2	22.1

## DAFTAR PUSTAKA

1. Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., and Dewitt D.P. 2011. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition**. John Wiley & sons, inc.
2. Incropera, Frank P., and Dewitt, David P. 1990. **Introduction to Heat Transfer Second Edition**. Canada: John Willey& Sons, Inc.
3. J. Moran, Michael and Shaphiro, Howard. 2006. **Fundamental of Engineering Thermodynamics fifth edition**. New York: John Willey & Sons, Inc.
4. Pritchard, Philip J. 2011. **Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition**. John Wiley & Sons, inc.
5. Stoecker, F., Wilbert. 1998. **Industrial Refrigeration Handbook**. McGraw-Hill.
6. Y. S. Touloukian, R. W. Powell, C. Y. Ho and P. G. Klemens (1970a) **Thermophysical Properties of Matter Volume 1: Thermal Conductivity: Metallic Elements and Alloys**. IFI/Plenum Data Corp., New York, Washington, <URL:[http://www.kayelaby.npl.co.uk/general\\_physics/2\\_3/2\\_7.html](http://www.kayelaby.npl.co.uk/general_physics/2_3/2_7.html)>

Thermal Calculation Determination For Condensor Surface Area.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di kota Surabaya 15 Juni 1993, dari pasangan Bapak Mariyadi dan Ibu Siti Aliemah. Penulis merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Jenjang pendidikan yang pernah ditempuh adalah TK Dharma Wanita Kedungturi Taman Sidoarjo, SD Muhammadiyah 1 Sepanjang Taman Sidoarjo, SMP Al Falah Deltasari Waru Sidoarjo, SMA Muhammadiyah 2 Sidoarjo, Pondok Modern Darussalam Gontor Putri 1 Mantingan Ngawi, PKBM Tunas Bangsa Surabaya.

Pada tahun 2012, penulis mengikuti ujian masuk program studi Diploma ITS reguler dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi D3 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, ITS Surabaya dengan NRP 2112 030 079.

Di Program Studi D3 Teknik Mesin, penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi dan mengambil tugas akhir mengenai perpindahann panas.

Selain itu penulis juga aktif dalam berorganisasi dan berkegiatan, diantaranya pelatihan ESQ, pelatihan KTI (Karya Tulis Ilmiah), pelatihan LKMM TD IV HMDM FTI – ITS, staf KTTYME HMDM FTI – ITS periode 2013-2014, wakil ketua 2 BSO Jundullah HMDM FTI – ITS periode 2014-2015. Untuk kritik, saran, masukan, dan seluruh informasi penulis dapat menghubungi melalui email: [atikamarlidaf156@gmail.com](mailto:atikamarlidaf156@gmail.com)